

35981
698

✓

35982
16075-248
27396

ОБЩЕРОДНЫЙ КОМИССАРИАТ
ВОЕННО-МОРСКОГО ФЛОТА СССР

РАССЕКРЕЩЕНО

Директива Главного Штаба ВМФ
от 21 июля 1989 г. № 732/8/198

Начальник секретной части

Экз. № 14

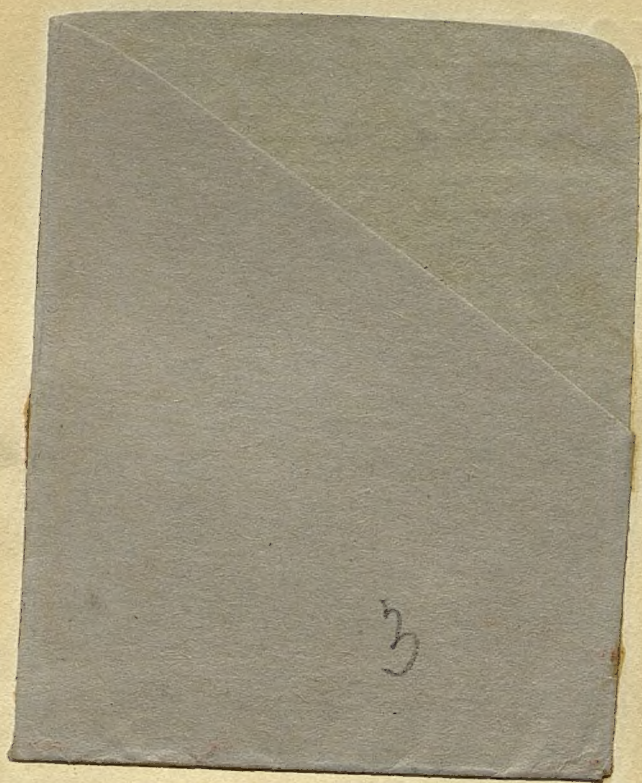
**БЮЛЛЕТЕНЬ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО
КОМИТЕТА НКВМФ**

3 (13)

КНИГА ПЕРВАЯ

Винз. № 70478

ИЗДАТЕЛЬСТВО НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО КОМИТЕТА НКВМФ
ЛЕНИНГРАД, • 1943



Проверено. 1980 год

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ КОМИТЕТ НКВМФ

Проверено. 1980 год

Экз. № 14

Проверено | 2015

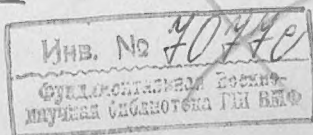
БЮЛЛЕТЕНЬ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО
КОМИТЕТА НКВМФ

3 (13)

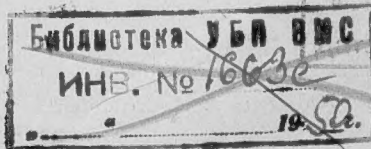
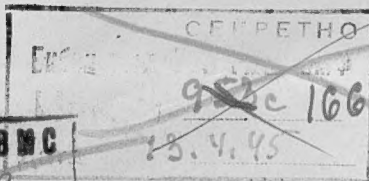
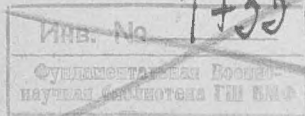


15302/y

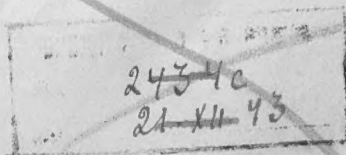
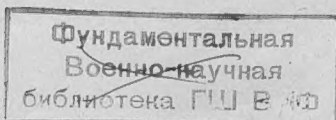
кк. 1



78



ИЗДАТЕЛЬСТВО НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО КОМИТЕТА НКВМФ
Ленинград • 1943



08902

Публикуемый материал просмотрен и разрешен к печати Начальником Управления Кораблестроения ВМФ инженер-контр-адмиралом *Н. В. Исаченковым*.

ОТВЕТСТВЕННЫЙ РЕДАКТОР

Ответственный редактор
инженер-контр-адмирал *А. А. ЯКИМОВ*

Подп. к печати 20.XI.1943 г. Уч.-авт. л. 12,5 Печ. л. 9 ВМЦ КБФ № 128.

2-я типо-литография УВМИ. Зак. № 7858

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
От редакции	4
<i>В. П. БЕЛКИН.</i> О необходимой прочности носовой оконечности легких быстроходных кораблей	5
От редакции	39
<i>А. А. КУРДЮМОВ.</i> Вторичные повреждения корпуса миноносцев при подводных взрывах	40
<i>Л. А. КОРШУНОВ, А. А. КУРДЮМОВ, С. И. КУХТИН и Б. П. ЧИЛИКИН.</i> О недостатках котельных вентиляторов	89
<i>А. И. ЛОДКИН.</i> Итоги конкурса на корабельный спасательный плотик . . .	107

ОТ РЕДАКЦИИ

Печатаемая ниже статья инженер-майора В. П. Белкина „О необходимости прочности носовой оконечности легких быстроходных кораблей“ была написана автором в связи с повреждением носовой оконечности лидера „Минск“ и сдана в печать в начале 1941 г. Выход ее в свет задержался по военным обстоятельствам.

Основной вывод автора о недостаточной общей прочности носовой оконечности наших лидеров и эсминцев, сделанный впервые, оспаривался в тот период рядом специалистов ЦНИИ-45 и ЦКБ-17, считавших причиной аварии лидера „Минск“ ранее полученные ледовые повреждения и неправильную, по их мнению, эксплуатацию корабля.

Происшедшее затем повреждение носовой оконечности эсминца „Громкий“ на СФ и появление признаков подобных разрушений на эсминце „Сообразительный“ ЧФ и на некоторых других кораблях, а также произведенный ЦНИИ-45 подробный анализ прочности эсминцев и лидеров подтвердили выводы о недостаточной общей прочности носовой оконечности этих кораблей.

В настоящее время причины этих повреждений достаточно ясны, установлена общая точка зрения по этому вопросу и приняты необходимые решения. Однако несмотря на это отсутствует достаточно простой и надежный метод проверки общей прочности носовой оконечности надводных кораблей, учитывающий усилия, возникающие в ней при ходе корабля на волнении.

Статья В. П. Белкина содержит изложение предлагаемого им метода сравнительного расчета и печатается в порядке обсуждения.

О НЕОБХОДИМОЙ ПРОЧНОСТИ НОСОВОЙ ОКОНЕЧНОСТИ ЛЕГКИХ БЫСТРОХОДНЫХ КОРАБЛЕЙ

В. П. БЕЛКИН
инженер-майор
кандидат технических наук

В 1940 г. автору настоящей статьи пришлось принять участие в обследовании лидера „Минск“, носовая оконечность которого при ходе с большой скоростью косым курсом против встречной штормовой волны получила на подветренном борту ряд повреждений, описанных ниже, в § 1. Повреждены при этом были только части корпуса корабля, которые обычно не включаются в число основных продольных связей, обеспечивающих кораблю его общую прочность. В соответствии с этим связи эти расчетом проверены не были, и полученные носовой оконечностью повреждения ни в коей мере не порочат методов проверки общей прочности корабля, которыми мы в настоящее время пользуемся.

Анализ причин повреждений, однако, вскрыл одно из таких обстоятельств, с которыми, безусловно, необходимо считаться в будущем при проектировании носовой оконечности кораблей, близких по типу к лидеру „Минск“, а именно — необходимость проверки прочности носовой оконечности корабля на изгиб в плоскости окрашенной ватерлинии.

До сих пор у нас, а судя по всему, и за границей, не было принято проверять носовую оконечность легких быстроходных кораблей на боковой изгиб под действием удара волн о борт корабля. Описанные ниже повреждения носовой оконечности лидера „Минск“ вполне доказали настоятельную необходимость считаться с этим изгибом. Однако величина соответствующих внешних сил пока не поддается теоретическому определению, и поэтому судить о прочности носовой оконечности современных быстроходных кораблей можно лишь на основании сравнительных расчетов, имеющих целью сопоставить прочность проектируемого корабля с прочностью кораблей, опыт плавания которых хорошо известен.

В § 2 настоящей статьи предложена методика такого сравнительного расчета, представляющаяся автору достаточно простой и надежной. В § 3 на основании сравнительных расчетов кораблей различных типов определен эмпирический коэффициент в основной расчетной зависимости (6).

В § 4 и 5 дается анализ полученных результатов и намечены те мероприятия, с помощью которых прочность носовой оконечности лидеров типа „Минск“ и некоторых других кораблей, близких к ним по типу, может быть доведена до того же стандарта, что и прочность

кораблей, зарекомендовавших себя за время их эксплуатации. Простота тех мер, посредством которых можно достигнуть упомянутой цели, является одним из весьма существенных аргументов в пользу их скорейшего проведения в жизнь.

Автор полагает, что используемый им метод сравнительных расчетов может претендовать, конечно, лишь на временное решение задачи о расчете носовой оконечности современных быстроходных кораблей. Для окончательного ее решения необходимо организовать как можно скорее экспериментальное определение силы удара волн о борт носовой оконечности этих кораблей.

§ 1. Повреждения лидера „Минск“

Осенью 1940 г. при переходе в штормовую погоду из Таллина в Либаву лидер „Минск“ получил ряд повреждений.

а) Настил палубы полубака между бортом и надстройкой у 50-й переборки с левого борта получил поперечную выпучину. Вершина этой выпучины по мере приближения к борту и надстройке приобретает характер все более резко выраженного излома и непосредственно у борта и надстройки переходит в настоящие разрывы длиной до 300 мм (рис. 1).

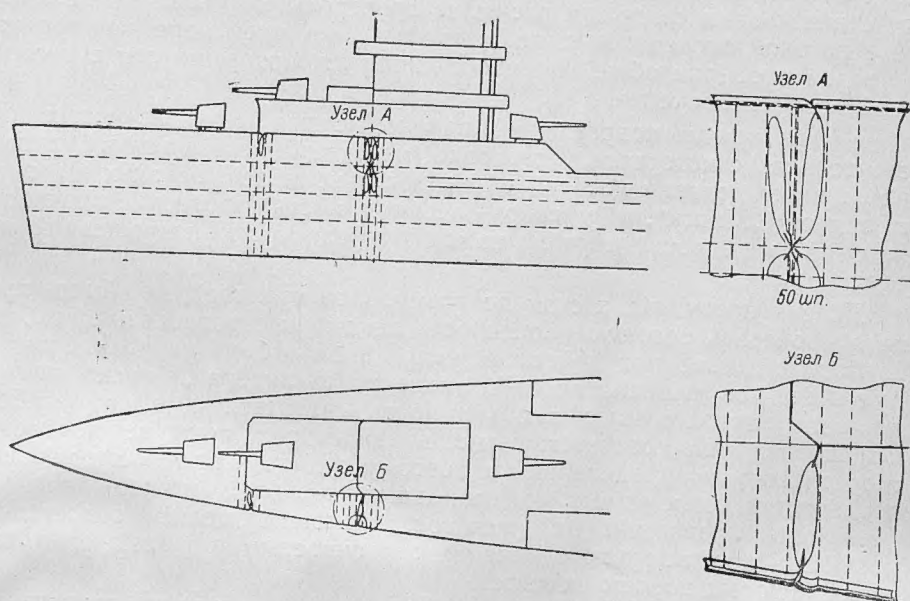


Рис. 1.

б) Только что описанный разрыв настила палубы полубака у самого борта сопровождается разрывом стрингерного угольника и прилегающей части листа бортовой обшивки полубака. Этот разрыв бортовой обшивки у палубы полубака переходит в постепенно затухающий излом гребня выпучины, идущей вниз до верхней палубы. Максимальная остаточная прогиб выпученных листов достигает величины порядка 60—80 мм.

в) Деформация и разрушение, аналогичные описанным в пп. „а“ и „б“, но только меньшей величины, имели место и между 34—35-м шпангоутами.

г) Бортовая обшивка левого борта в месте пересечения 50-й переборки с верхней палубой получила Ж-образную трещину. Усы трещины по мере удаления от упомянутого места постепенно переходят в гребни или, соответственно, впадины выпучин прилегающих четырех пластин бортовой обшивки. Выпучины двух пластин, расположенных ниже верхней палубы, простираются почти до нижней палубы. Размеры трещины в вертикальном направлении достигают 300 мм (рис. 2).

д) Крыша котельного кожуха на 88-м шпангоуте разорвалась по обеим сторонам дымовой трубы от выреза до самых стенок кожуха, причем разрыв произошел опять-таки по местам, где предварительно в настиле образовались выпучины.

Все перечисленные повреждения получены кораблем во время хода большой скоростью в штормовую погоду. Первоначально лидер шел при 5—6-балльном ветре и 4—5-балльной волне со скоростью 24 узла, встречая волну под курсовым углом 0° . После 5 час. такого хода корабль увеличил скорость до 30 узлов и изменил курс, встречая теперь волну под курсовым углом 30° правого борта. Сила ветра постепенно увеличилась до 9 баллов, а состояние моря — до 7 баллов. Крен достигал 30° . Повреждения были обнаружены через 9 час. после начала похода, после чего скорость хода была сбавлена до 20 узлов. Весь поход продолжался 14 час.

Ознакомление с разрушениями корпуса непосредственно на корабле, при одновременном учете характера обстановки плавания, позволяет объяснить причины, вызвавшие эти повреждения.

Носовая оконечность лидера „Минск“, шедшего с большой скоростью косым курсом по отношению к встречной волне, в течение длительного времени испытывала периодически повторявшееся ударное воздействие набегающей волны. Прикладывавшиеся при этом к кораблю усилия по характеру вызываемой ими деформации носовой оконечности можно разбить на усилия двух родов.

С одной стороны, при ходе корабля с такой большой скоростью носовая оконечность систематически зарывалась в воду, причем настолько, что столб воды, набегавший на палубу, достигал 1 м. Увеличивавшиеся при таких погружениях силы поддержания производили изгиб носовой оконечности в диаметральной плоскости корабля, при этом, очевидно, палуба полубака подвергалась сжатию, а днище — растяжению. Если принять во внимание, что при ходе корабля крен достигал 30° , то следует сделать вывод, что сжимающие напряжения в крайних связях полубака достигали еще больших значений, чем при чисто килевой качке.

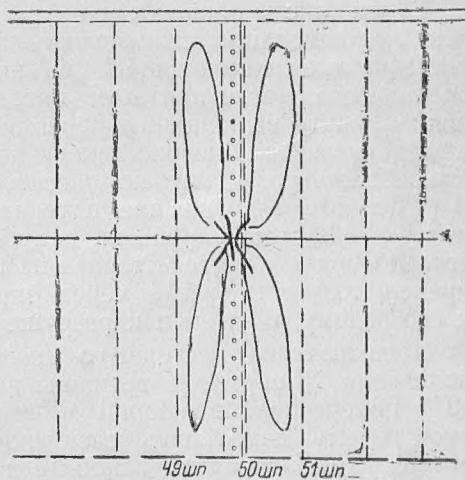


Рис. 2.

С другой стороны, волна, набегавшая на корабль, с силой ударяла в правый борт носовой оконечности, изгибая ее в плоскости, близкой к плоскости окрашенной ватерлинии. При этом изгибе наиболее удаленные от диаметральной плоскости связи полубака левого борта подвергались сжатию, а правого — растяжению.

Надо полагать, что изгиб носовой оконечности от бокового удара волн накладывался на косой изгиб от погружения носа в воду, причем, очевидно, в то время как в связях полубака с правого борта напряжения от обоих изгибов арифметически вычитались, в связях левого борта оба изгиба вызывали сжимающие напряжения.

Тонкие листы обшивки полубака, набранного по поперечной системе, уже при небольших сжимающих напряжениях потеряли устойчивость, и суммарные сжимающие напряжения в крайних жестких связях левого борта легко могли при этом превысить предел текучести материала. Если принять во внимание периодичность и переменность по величине прикладываемых к носовой оконечности внешних усилий, то станет ясно, что жесткий угол полубака с левого борта должен был разрушиться. В результате выпучивание потерявших устойчивость листов настила палубы и бортовой обшивки полубака с левого борта получилось настолько большим, что материал на гребнях выпучин также перешел за предел текучести и это через определенное время привело сначала к его излому, а затем и к разрушению.

В заключение настоящего анализа остается объяснить причины появления Ж-образной трещины на левом борту в месте пересечения 50-й поперечной переборки и верхней палубы. Объяснение здесь может быть дано лишь следующее. Когда листы палубы и борта потеряли устойчивость, наиболее напряженной жесткой связью после жесткого угла полубака оказался жесткий угол, образованный верхней палубой и бортом. Поэтому после разрушения жесткого угла полубака недопустимо большие напряжения возникли в прилегающих к верхней палубе участках обшивки борта. Эти напряжения и привели к вертикальной трещине, идущей по поперечной переборке. По всей вероятности, здесь также сказалось влияние концентрации напряжений по заклепочным отверстиям. Соответствующие нормальным напряжениям наибольшие скалывающие напряжения, действовавшие в площадках, расположенных под углом 45° к направлению нормальных напряжений, превзошли опасные и вызвали трещины (усы) по этим площадкам.

Описанные в настоящем параграфе повреждения столкнули нас с новым явлением — боковым изгибом носовой оконечности от ударного воздействия волн, с которым до сих пор при проектировании корабля не считались. Эти же повреждения приводят нас к необходимости проверки прочности носовой оконечности на боковой изгиб от удара волн. Поскольку мы не знаем точной величины и характера распределения внешних усилий этого рода, мы можем впредь до накопления экспериментального материала основывать свои суждения о достаточности прочности носовой оконечности того или иного корабля последней постройки лишь на сравнении его прочности с прочностью прототипов, показавших себя с хорошей стороны во время длительной эксплуатации. В следующих параграфах мы приводим расчетные формулы для такой сравнительной оценки прочности носовой оконечности различных кораблей, результаты вычислений по ним и основные выводы, касающиеся рационального проектирования носовой оконечности.

§ 2. Расчетные формулы для сравнительной оценки общей прочности носовой оконечности легких быстроходных кораблей¹

Как уже было упомянуто в § 1, носовая оконечность корабля, идущего с большой скоростью под углом к встречной волне, испытывает изгиб как в диаметральной плоскости, так и в плоскости накрашенной ватерлинии. Внешние усилия, вызывающие этот косой изгиб, можно разбить на усилия двух родов: статически переменные усилия, действующие на корабль при качке его на волнении, и ударные усилия, периодически прикладываемые к борту носовой оконечности и вызывающие изгиб последней в плоскости, близкой к плоскости накрашенной ватерлинии.

Изгибающие моменты в каждом поперечном сечении, вызываемые усилиями первого рода, можно считать известными, поскольку для каждого корабля производится расчет постановки его на волну по Риду, дающий кривые распределения изгибающих моментов по длине корабля.

Строго говоря, изгибающие моменты должны быть взяты не из обыкновенного расчета постановки корабля на подошву волны по Риду, а из расчета, учитывающего крен и курсовой угол корабля по отношению к встречной волне.

Для проверки влияния этих факторов на величину изгибающего момента в отдельных сечениях корабля нами были произведены для корабля проекта „48“ два расчета такой постановки. Корабль ставился на подошву волны под курсовым углом $\varphi = 45^\circ$ к направлению бега волн при угле крена $\theta = 30^\circ$. В первом расчете высота волны принималась равной $\frac{1}{20}$ от длины корабля ($h = \frac{1}{20} L$), что при $\varphi = 45^\circ$ соответствовало расчетному отношению высоты волны к длине волны $\frac{h}{\lambda} = \frac{1}{14}$. Во втором расчете принималось нормальное отношение высоты волны к ее длине, а именно $\frac{h}{\lambda} = \frac{1}{20}$.

Кривые изгибающих моментов, построенные по результатам этих расчетов, приведены на рис. 3. На этом же рисунке для сравнения дана кривая изгибающих моментов, взятая из обычного расчета постановки на волну по Риду.

Как видно из рисунка, в интересующей нас носовой четверти длины корабля изгибающие моменты, полученные в первом расчете ($\frac{\lambda}{h} = 14$), практически совпадают с моментами, полученными по обычному расчету постановки на волну по Риду.

Следует отметить, что отношение $\frac{\lambda}{h} = 14$ является несколько заниженным для волны длиной $\lambda = 70 - 100$ м. Если принять, как

¹ Некоторые основные положения этого параграфа разработаны совместно с инженером контр-адмиралом проф. П. Ф. Папковичем.

обычно, для волн такой длины $\frac{\lambda}{h} = 20$, то, как видно из рис. 3, изгибающие моменты в носовой части корпуса получаются на 30—40%¹ меньше моментов, даваемых стандартной постановкой на волну по Риду.

В действительных условиях плавания в штормовую погоду не исключена, однако, возможность встречи с крутыми волнами с отношением $\frac{\lambda}{h}$, приближающимся к 14. Если учесть еще, что от сил инерции, возникающих при килевой качке корабля, идущего с большой скоростью, носовая оконечность может получить дополнительное погружение в воду, то более осторожным при вычислении напряжений от общего изгиба корабля, идущего косым курсом по отношению к встречной волне, будет пользоваться изгибающими моментами, полу-

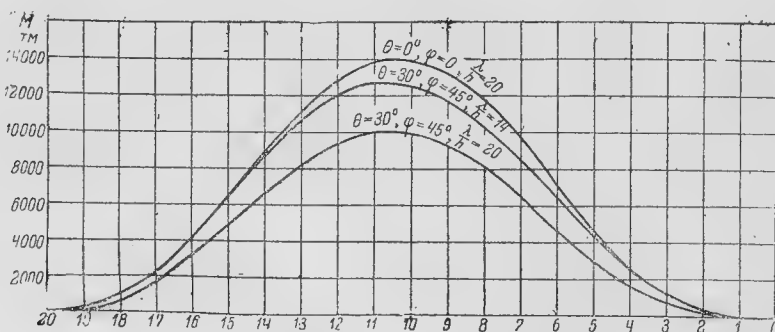


Рис. 3.

ченными из обычного расчета постановки на подошву волны по Риду. Это следует признать также и более правильным потому, что в дальнейшем сравнение прочности носовой оконечности будет производиться нами при действии опасных, а не допускаемых напряжений в крайних связях.²

Итак, сжимающие напряжения в наиболее удаленных от диаметральной плоскости жестких связях каждого поперечного сечения в общем случае качки от усилий первого рода могут быть вычислены по известной формуле:

$$\sigma_0 = \frac{M}{W_1} \cos \theta + \frac{M}{W_2} \sin \theta, \quad (1)$$

где:

M — взятый из расчета постановки корабля на подошву волны по Риду изгибающий момент в рассматриваемом сечении корабля;

¹ Для других кораблей процентное соотношение в величинах изгибающих моментов для трех приведенных на рис. 3 случаев будет, конечно, каким-то другим, но качественная картина взаимного расположения соответствующих кривых безусловно сохранится.

² Увеличение погружения носа по сравнению с получаемым при постановке корабля на волну по Риду может произойти потому, что при ходе в разрез волны кажущаяся частота волны будет приближаться к частоте вертикальной качки или всплывания. Ред.

W_1 и W_2 — моменты сопротивления сечения для упомянутых связей, вычисленные относительно двух взаимно перпендикулярных осей;

θ — расчетный угол крена.

При вычислении напряжений σ_0 по формуле (1) должна быть учтена возможная потеря устойчивости отдельными сжатыми связями корпуса. Однако редуцирование этих связей при рассмотрении двух изгибов во взаимно перпендикулярных плоскостях связано с рядом затруднений, поэтому при практическом вычислении напряжений σ_0 лучше пользоваться формулой

$$\sigma_0 = \frac{M}{W_\theta}, \quad (1')$$

где:

W_θ — редуцированный момент сопротивления сечения относительно нейтральной оси, положение которой может быть легко найдено для заданной плоскости действия изгибающего момента M , определяемой расчетным углом крена θ .

Хуже обстоит дело с определением напряжений от усилий второго рода.

Усилия этого рода — ударное воздействие волны на борт носовой части корабля — должны уравниваться силами инерции поступательного и вращательного движений массы корабля и присоединенной к нему воды. Для определения напряжений в корпусе корабля от этих усилий необходимо, таким образом, знать величину и характер распределения как внешней нагрузки, так и сил инерции корабля и присоединенной к нему массы воды. Однако нам в настоящее время неизвестны в точности ни величины, ни закон распределения давления воды на борт, равно как неизвестны и присоединенные к кораблю массы воды. Это обстоятельство заставляет, впредь до накопления экспериментальных данных о такого рода усилиях, прибегать к сугубо условному сравнительному методу расчета для суждения о достаточности прочности носовой оконечности того или иного корабля при плавании в рассматриваемых условиях. Естественным следствием условности расчета должна являться предельная простота его. Такая простота может быть достигнута лишь за счет ряда упрощающих предположений и полного пренебрежения всеми факторами, не имеющими решающего влияния на результат.

Итак, предположим, что при ходе корабля косым курсом по отношению к встречной волне разность давлений на оба борта носовой оконечности распределяется по длине корабля согласно закону треугольника, притом так, что максимальной величины давление достигает у носового перпендикуляра и сходит на-нет на некотором расстоянии l_1 от него (рис. 4). По высоте борта оно не меняется.

Распределение давления по длине корабля по закону треугольника естественно принять уже потому, что такое распределение наиболее просто выражает имеющее место в действительности падение давления по мере удаления от носа.

Принятие равномерности распределения давления по высоте борта не отвечает истинной картине распределения, вытекающей из теории трохoidalных волн. Однако, если пренебречь скручивающим эффектом действительного неравномерного распределения давления по высоте борта и учесть, что коэффициент полноты эпюры этого распределения

давления для однотипных кораблей с близкими отношениями $\frac{H}{L}$ остается одним и тем же, то в сравнительных расчетах, безусловно, можно ограничиться принятым предположением.

При принятом условном распределении давления на борт нет смысла заниматься разысканием истинного характера распределения сил инерции, тем более, что мы для рассматриваемого случая вообще не знаем точного закона распределения присоединенных масс воды. Можно лишь утверждать, что последние будут наибольшими в районе наибольших внешних усилий. Для простоты естественно принять распределение сил инерции по длине корабля по закону прямой линии (рис. 4).

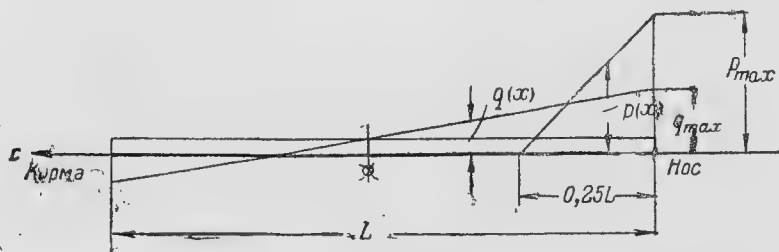


Рис. 4.

Двукратное интегрирование принятых кривых внешних усилий и уравновешивающих их сил инерции приводит к показанным на рис. 5 кривым распределения изгибающих моментов по длине корабля в зависимости от величины l_1 , характеризующей район приложения внешних усилий.

Нас интересует боковой изгиб только носовой части корабля в пределах не более $0,25L$, поскольку как раз эта часть обычно набирается по поперечной системе и имеет, кроме того, жесткость при изгибе в плоскости накрашенной ватерлинии меньшую, чем при изгибе в диаметральной плоскости.

С целью упрощения расчетной формулы для изгибающего момента можно на этом участке длины корабля кривую заменить прямой линией ¹ (рис. 5).

Тогда упомянутую формулу можно будет выписать в виде:

$$M = A p_{\max} L^2 \frac{x}{L}, \quad (*)$$

где:

- L — длина корабля в м;
- $p_{\max}$ — максимальная величина давления на борт в т/м;
- x — отстояние рассматриваемого сечения от носового перпендикуляра;
- A — коэффициент, зависящий только от отношения $\frac{l}{L}$.

¹ Получающееся при этом некоторое повышение изгибающих моментов в носовых сечениях компенсирует даваемое кривыми занижение моментов, являющееся следствием принятой эпюры распределения сил инерции.

Примем выражение для $p_{\max}$ в виде:

$$p_{\max} = B \rho H v_n^2, \quad (**)$$

где:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ — плотность воды в } \frac{m \cdot \text{сек}^2}{M^4};$$

H — высота борта у носа в M ;

v_n — нормальная к борту составляющая скорости движения воды относительно корабля в $M/\text{сек}$;

B — постоянный коэффициент.

Необходимо отметить, что принятие давления пропорциональным квадрату нормальной составляющей полной скорости является совершенно условным допущением. В этом вопросе возможны самые различные подходы. Действительную же зависимость давления от скорости в рассматриваемом сложном случае можно найти исключительно лишь экспериментальным путем.

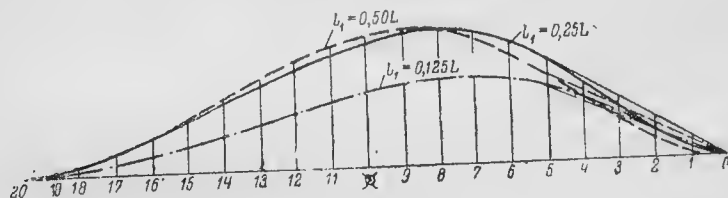


Рис. 5.

Подстановка выражения (**) в (*) позволяет формулу для момента внешних сил, изгибающих носовую оконечность в плоскости наклоненной ватерлинии, свести к следующему виду:

$$\mathfrak{M} = K \cdot \rho L^2 H v_n^2 \frac{x}{L}. \quad (2)$$

Величина отвлеченного коэффициента K должна служить критерием при сравнении прочности носовой оконечности отдельных кораблей. Формулу (2) можно привести к еще более удобному для использования виду, если принять: $\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{1}{10} \frac{m \cdot \text{сек}^2}{M^4}$, а L , H и v_n разделить соответственно на 100, 10 и 10. Тогда ¹

$$\mathfrak{M} = K \cdot 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^2 \frac{H}{10} \left(\frac{v_n}{10} \right)^2 \frac{x}{L}. \quad (2')$$

Имея в виду сравнительный характер рассматриваемого расчета, мы воспользуемся при вычислении нормальной составляющей скорости для всех точек по высоте борта формулой (рис. 6) ²

$$v_n = v_k \sin \beta + v_0 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \phi - \beta \right), \quad (3)$$

¹ Формула (2') может быть непосредственно получена, если принять, что для близких по размерам кораблей эпюры моментов подобны и их ординаты пропорциональны высоте борта. *Ред.*

² Формула (3) не учитывает крена корабля и предполагает борта отвесными. *Ред.*

где:

- v_k — расчетная скорость корабля в м/сек;
- v_0 — некоторая средняя по высоте борта скорость орбитального движения частиц воды в м/сек;
- β — угол между диаметральной плоскостью и хордой ватерлинии, отвечающей принятой орбитальной скорости, на участке $0,1 L$ от форштевня;
- φ — угол между курсом корабля и направлением бега волн.

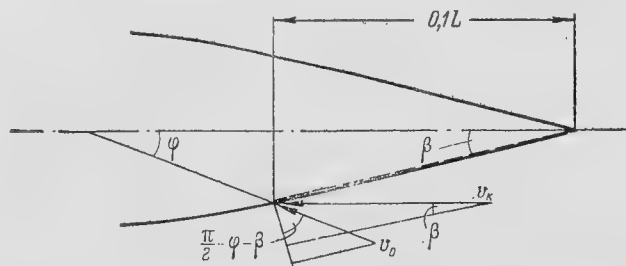


Рис. 6.

Чтобы привести формулу (3) к виду, удобному для практического использования, нужно установить величину расчетной скорости орбитального движения частицы воды. Максимальная орбитальная скорость для поверхностных частиц воды, если следовать теории трохoidalных волн, равна:

$$(v_0)_{\max} = \frac{\pi h}{\lambda} v_b = 1,25 \frac{2\pi}{\lambda} r_0 \sqrt{\lambda}, \quad (***)$$

где:

- v_b — скорость бега волн в м/сек;
- $h = 2r_0$ — высота волны в м;
- λ — длина волны в м.

Для частиц воды, центры орбит которых расположены на глубине c , в формулу (***) вместо полувысоты волны r_0 должен входить радиус соответствующего производящего круга r , связанный с r_0 зависимостью ²

$$r = r_0 e^{\frac{-2\pi c}{\lambda}}.$$

Численное уменьшение отношения $\frac{r}{r_0}$ в зависимости от отношения глубины c к длине волны λ видно из следующей таблицы:

$\frac{c}{\lambda}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12
$e^{\frac{-2\pi c}{\lambda}}$	0,939	0,882	0,928	0,778	0,730	0,686	0,644	0,605	0,568	0,553	0,501	0,471

¹ Если считать, что давление от удара волн распространяется на $0,25 L$ (рис. 4), то равнодействующая этого давления будет находиться приблизительно на $0,1 L$ от форштевня.

² Величина c отсчитывается не от уровня спокойной воды, как это можно понять из изложения автора, а от положения центра круговой траектории поверхностной частицы, находящейся выше спокойной поверхности воды на величину $\beta = \frac{2\pi h^2}{\lambda}$,

где λ — высота волны. Ред.

На рис. 7 дан график зависимости $\frac{r}{r_0}$ от отношения $\frac{c}{\lambda}$ (кривая 1).

Примем угол между курсом корабля и направлением скорости волн одним и тем же для всех кораблей и равным $\varphi = 45^\circ$. Тогда, очевидно, за расчетную длину волны следует принять:

$$\lambda = L \cos 45^\circ \approx 0,7 L.$$

За интересующее нас наибольшее отношение $\frac{c}{\lambda}$ можно принять отношение $\frac{H}{\lambda}$. Если учесть, что у рассматриваемых кораблей отношение высоты борта к длине корабля лежит в пределах $\frac{H}{L} = 0,07 - 0,08$, то, очевидно, отношение $\frac{H}{\lambda}$ будет колебаться в пределах $\frac{H}{\lambda} = 0,10 - 0,12$.

Как видно из приведенной таблицы, при этих отношениях $\frac{c}{\lambda}$, или, что то же, $\frac{H}{\lambda}$, отношение $\frac{r}{r_0} \approx 0,5$, т. е. орбитальная скорость частиц воды у нижней части корпуса составляет примерно 50% от максимальной скорости у верхней кромки борта носовой оконечности. Давление на борт мы приняли зависящим от квадрата скорости. Квадрат орбитальной скорости у нижней кромки корпуса будет составлять всего лишь 25% от квадрата максимальной орбитальной скорости.

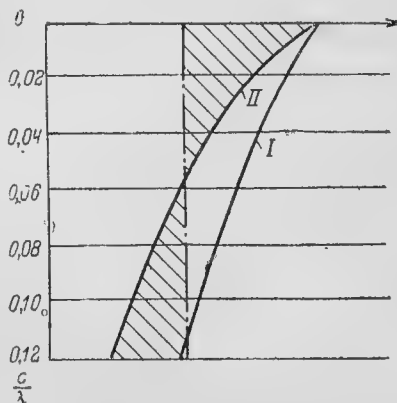


Рис. 7.

Представленная на рис. 7 кривая квадратов скоростей (кривая II) показывает, что при вычислении нормальной составляющей орбитальной скорости, одинаковой для всех точек по высоте борта, можно с достаточной точностью принять орбитальную скорость на половине высоты борта, равную:

$$v_0 = 0,5 (v_0)_{\max}.$$

Воспользовавшись формулой (***) и приняв во внимание, что расчетное отношение $\frac{h}{\lambda}$ при проверке по опасным напряжениям при принятой квадратичной зависимости изгибающего момента от скорости следует положить равным ¹

$$\frac{h}{\lambda} = \sqrt{1,25} \frac{1}{20} = \frac{1}{18},$$

можно выражение для v_0 представить в виде:

$$v_0 \approx 0,09 \sqrt{L}. \quad (4)$$

¹ 1,25 — обычно принимаемый запас прочности при проверке прочности конструкции для случайных нагрузок.

При установлении расчетной скорости хода рассматриваемых кораблей во время сильного волнения следует иметь в виду, что у некоторых из этих кораблей максимальный ход при 7—9-бальном шторме достигал 75% от полного хода.

Поэтому за расчетную скорость корабля при ходе во время сильного волнения можно принять:

$$v_k = \sqrt{1,25} \cdot 0,75 v_{\max}^{\prime\prime},$$

где $v_{\max}^{\prime\prime}$ — максимальная скорость корабля в м/сек, или:

$$v_k = 0,515 \cdot \sqrt{1,25} \cdot 0,75 v_{\max} = 0,43 v_{\max}, \quad (5)$$

где $v_{\max}$ — максимальная скорость корабля в узлах.

Подставляя выражения (4) и (5) в формулу (3), получим:

$$v_H = 0,43 v_{\max} \sin \beta + 0,09 \sqrt{L} \cos (45^\circ - \beta). \quad (3')$$

Угол β в формуле (3') можно на основании сказанного выше о вычислении расчетной величины орбитальной скорости измерять на уровне накрашенной ватерлинии.

Покажем теперь, что при сравнении однотипных кораблей с одинаковыми относительными скоростями $\frac{v_{\max}}{\sqrt{L}}$ и одинаково острыми накрашенными ватерлиниями ($\beta = \text{const}$) нет надобности разыскивать значение нормальной составляющей скорости.¹

Для таких кораблей формула (3') принимает вид:

$$v_H = a v_{\max} + b \sqrt{L},$$

где a и b — константы.

Подстановка этого выражения в формулу (2') позволяет последнюю представить в следующих двух видах:

$$\mathfrak{M} = K \cdot 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^3 \cdot \frac{H}{10} \cdot \frac{x}{L} \left(b + a \frac{v_{\max}}{\sqrt{L}} \right)^2$$

или

$$\mathfrak{M} = K \cdot 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^2 \left(\frac{v_{\max}}{10} \right)^2 \frac{x}{L} \left(a + b \frac{\sqrt{L}}{v_{\max}} \right)^2.$$

При сравнении однотипных кораблей с одинаковой относительной скоростью $\frac{v_{\max}}{\sqrt{L}}$ последние скобки в написанных формулах, как постоянные множители, могут быть включены в искомый коэффициент K . Таким образом, сравнивая прочность носовых оконечностей при изгибе в плоскости накрашенной ватерлинии, для однотипных кораблей вместо формулы (2') можно пользоваться одной из следующих двух более простых формул:

$$\mathfrak{M} = K_1 \cdot 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^3 \frac{H}{10} \cdot \frac{x}{L} \quad (6')$$

или

$$\mathfrak{M} = K_2 \cdot 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^2 \frac{H}{10} \left(\frac{v_{\max}}{10} \right)^2 \frac{x}{L}. \quad (6'')$$

¹ Углы крена тоже надо считать одинаковыми. *Ред.*

После вывода формул (1), (2'), (3'), (6') и (6'') можно наметить порядок проверки прочности носовой оконечности корабля.

В § 1 было упомянуто, что причиной нарушения прочности носовой оконечности корабля является переход напряжений в крайних фибрах полубака в каком-либо поперечном сечении за опасные.

Имея в виду характер описанных выше повреждений, полученных лидером „Минск“, можно утверждать, что повреждения эти получились в результате неоднократного перехода напряжений в крайних жестких связях полубака за предел текучести, и, следовательно, в результате достижения предела усталости за пределом текучести. При этих условиях естественно принять за напряжения, опасные для материала конструкции, предел текучести его — σ_T .

Тогда, приняв наибольшие сжимающие напряжения от общего изгиба, вычисляемые по формуле (1'), равными σ_0 , можно будет дополнить сжимающие напряжения σ_p , прибавление которых к σ_0 доводит суммарные сжимающие напряжения до опасных, вычислить по формуле:

$$\sigma_p = \sigma_T - \sigma_0. \quad (7)$$

Минимальный изгибающий момент от ударного воздействия волн, при котором суммарные сжимающие напряжения в рассматриваемом поперечном сечении достигают опасных, очевидно, будет:

$$M_p = \sigma_p W_2^{\min}, \quad (8)$$

где $W_2^{\min}$ — момент сопротивления этого поперечного сечения относительно оси, перпендикулярной к накрашенной ватерлинии, редуцированный в предположении, что суммарные сжимающие напряжения в крайних связях равны пределу текучести материала.

Момент M_p является тем предельным расчетным моментом, изгибающим носовую оконечность в плоскости накрашенной ватерлинии, который может быть воспринят рассматриваемым поперечным сечением корпуса корабля без нарушения его целостности.

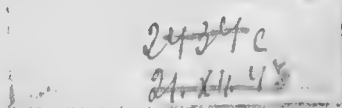
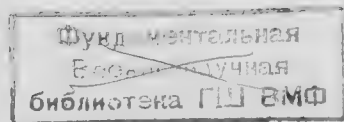
Величина этого момента, характеризующая, как видим, прочность каждого поперечного сечения носовой оконечности в отношении восприятия ударной волновой нагрузки на борт, должна быть подставлена в левую часть уравнения (2'), либо, в частном случае одинаковых относительных скоростей, в (6') или (6'').

Коэффициент K , определяемый из этих уравнений и учитывающий тем самым еще индивидуальные особенности корабля (его основные размерения и скорость хода), будет являться критерием при сравнении прочности носовой оконечности рассматриваемого корабля с прочностью прототипа, зарекомендовавшего себя при плавании в тяжелых условиях. Очевидно, при проектировании носовой оконечности нужно добиваться того, чтобы коэффициент K был у рассматриваемого корабля не менее, чем у прототипа.

На основании всего изложенного можно предложить следующий порядок проверки основных продольных связей носовой оконечности морских быстроходных кораблей.

1. Для проверяемого поперечного сечения проектируемого корабля по формуле

$$\sigma_0 = \frac{M_1}{W_1} + \frac{M_2}{W_2} \quad (1)$$



Находим максимальные сжимающие напряжения от общего изгиба в крайних связях полубака σ_0 .

2. По формуле

$$\sigma_p = \sigma_T - \sigma_0 \quad (7)$$

вычисляем те дополнительные сжимающие напряжения, добавление которых к σ_0 должно довести величину максимальных сжимающих напряжений до опасных.

3. По формуле

$$M_p = \sigma_p W_2^{\min} \quad (8)$$

вычисляем тот предельный дополнительный момент от ударного воздействия волн на борт, превышение которого может привести к нарушению прочности носовой оконечности.

4. Из уравнения

$$K \cdot 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^2 \frac{H}{10} \cdot \left(\frac{v_H}{10} \right)^2 \frac{x}{L} = M_p, \quad (2')$$

где:

$$v_H = 0,43 v_{\max} \sin \beta + 0,09 \sqrt{L} \cos (45^\circ - \beta), \quad (3')$$

при сравнении кораблей с несколько разняющимися относительными скоростями, или из уравнения:

$$K_1 \cdot 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^3 \frac{H}{10} \cdot \frac{x}{L} = M_p \quad (6')$$

для кораблей однотипных, с одинаковыми относительными скоростями, вычисляем коэффициент K или соответственно K_1 .

Если вычисленный по одной из этих двух формул коэффициент окажется меньше вычисленного по такой же формуле (и для того же

значения $\frac{x}{L}$) коэффициента для проверенного в смысле его прочности прототипа, то полубак в данном сечении необходимо подкрепить настолько, чтобы довести коэффициент K для проверяемого корабля или проекта до величины K для прототипа. Такую проверку полезно выполнить для двух или трех сечений, чтобы иметь возможность судить как о районе необходимых подкреплений полубака, так и о районе, где, наоборот, возможен переход на поперечную систему набора, более тонкие листы и пониженные механические качества этих листов.

§ 3. Оценка прочности носовой оконечности лидера „Минск“ по сравнению с другими плавающими и строящимися кораблями этого типа

Для суждения о прочности носовой оконечности последних кораблей нашей постройки, а именно кораблей проектов 1, 38 и 7, интересно сравнивать их с кораблями, зарекомендовавшими себя в смысле прочности во время длительной эксплуатации. За прототип таких кораблей примем эскадренный миноносец типа „Новик“. Большой интерес представляет также сравнение с последними кораблями иностранной постройки. За такой корабль примем лидер „Ташкент“ итальян-

ской постройки. В настоящее время находятся в постройке однотипные корабли проекта 30. Чтобы иметь возможность в случае необходимости срочно произвести подкрепление полубака у этих кораблей, возникает необходимость в проверке и их.

Таким образом сравнительную оценку прочности носовой оконечности произведем для следующих пяти кораблей: лидера „Ташкент“, эскадренного миноносца типа „Новик“ и кораблей проектов 1 и 38, 7 и 30.

Прежде чем приступить к самой проверке, согласно схеме, изложенной в конце предыдущего параграфа, вычислим для принятых

кораблей их относительные скорости $\frac{v_{\max}}{\sqrt{L}}$

В случае их одинаковости можно будет при расчете пользоваться формулой (6') и не интересоваться нормальной составляющей полной скорости. Вычисление это приведено в табл. 1.

Таблица 1

Типы кораблей	„Ташкент“	„Новик“	Проект 7	Проекты 1 и 38	Проект 30
$D_{\text{ст}} (m)$	2800	1260	1840	1990	1675
$L_{\text{ЛЛ}} (M)$	133,3	96,0	109,0	122,0	111,0
$v_{\max}$ (узлы)	42,5	36,0	38,0	40,0	38,0
$\sqrt{L_{\text{ЛЛ}}}$	11,55	9,80	10,45	11,05	10,50
$\frac{v_{\max}}{\sqrt{L_{\text{ЛЛ}}}}$	3,68	3,67	3,64	3,63	3,62

Как видно из таблицы, относительные скорости у рассматриваемых кораблей практически одинаковы, и, следовательно, при вычислении коэффициента K можно воспользоваться формулой (6').

Для получения достаточно полных результатов проверку произведем для пяти сечений, расположенных приблизительно посредине пяти носовых теоретических шпаций, т. е. для $\frac{x}{L} \approx 0,225; 0,175; 0,125; 0,075$ и $0,025$. Конструкции этих сечений для всех рассматриваемых кораблей показаны на рис. 8.

Переходим непосредственно к самой проверке.

Согласно схеме, изложенной в конце предыдущего параграфа, в первую очередь необходимо иметь напряжения от общего изгиба в крайних связях полубака σ_0 . Результаты вычислений этих напряжений по формуле (1) собраны в табл. 2.

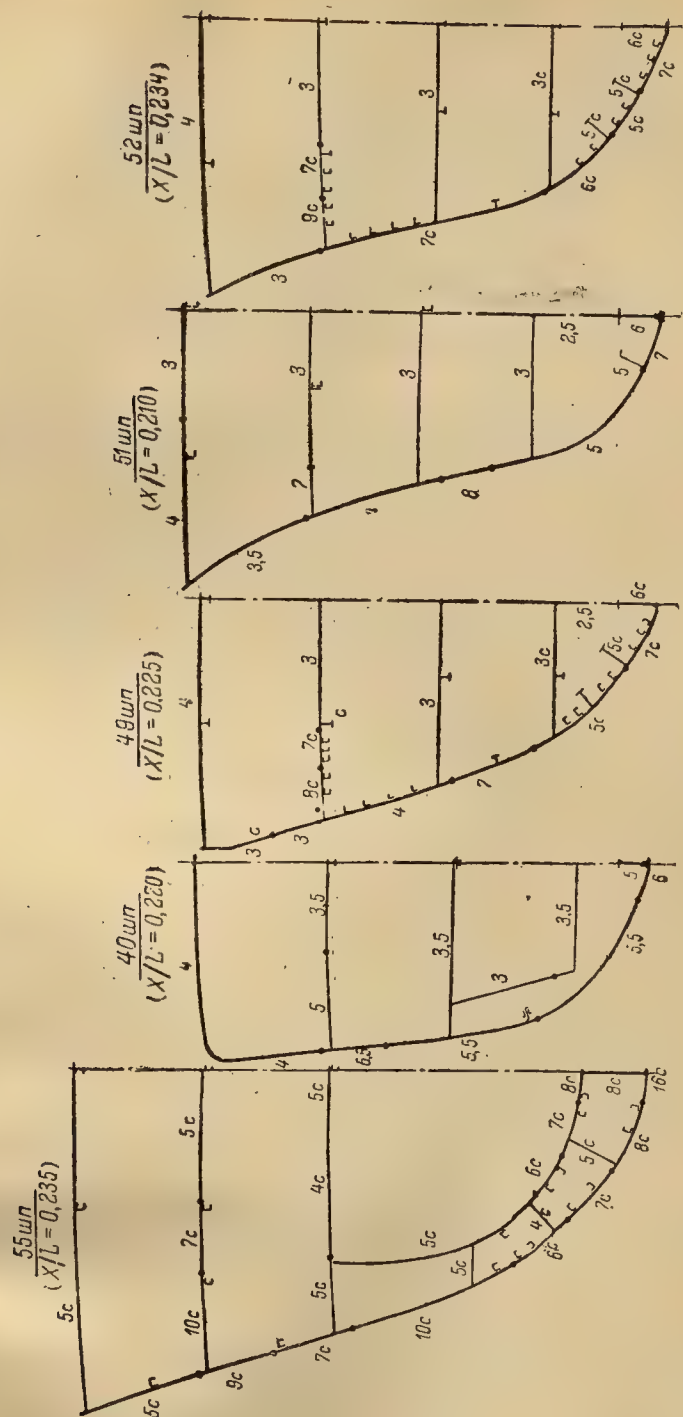


Рис. 8а.

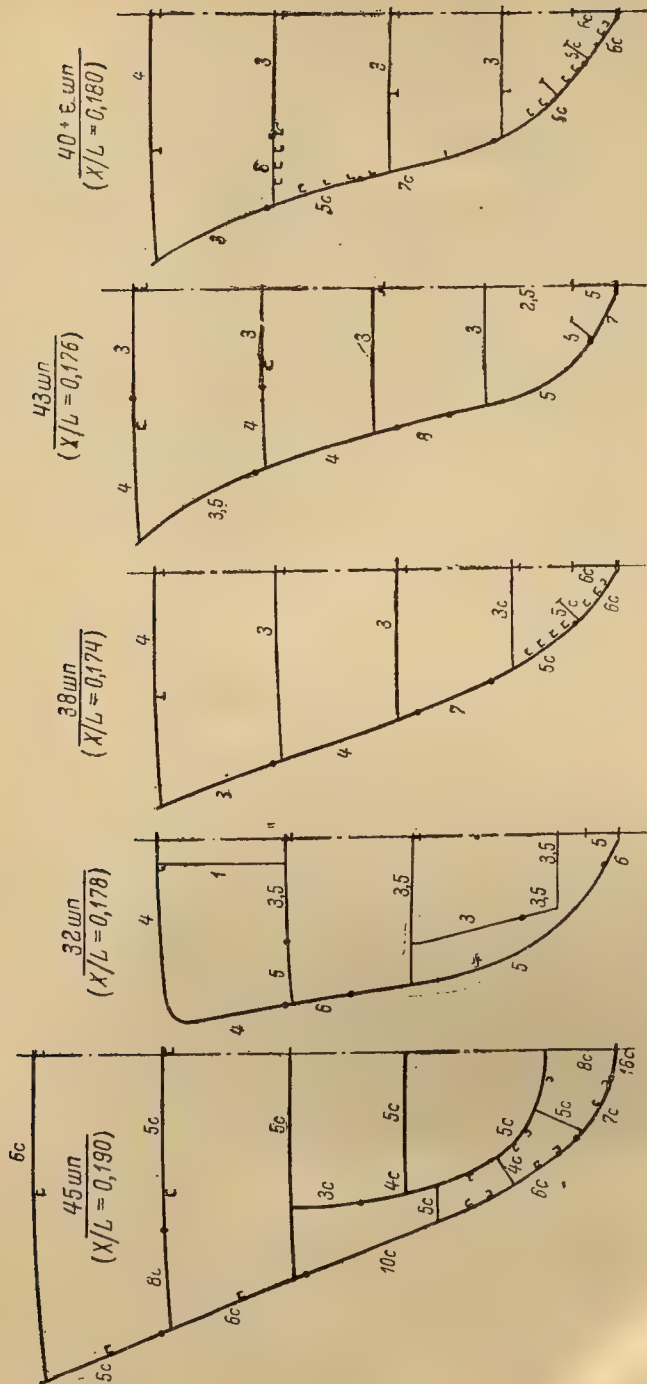


Рис. 86.

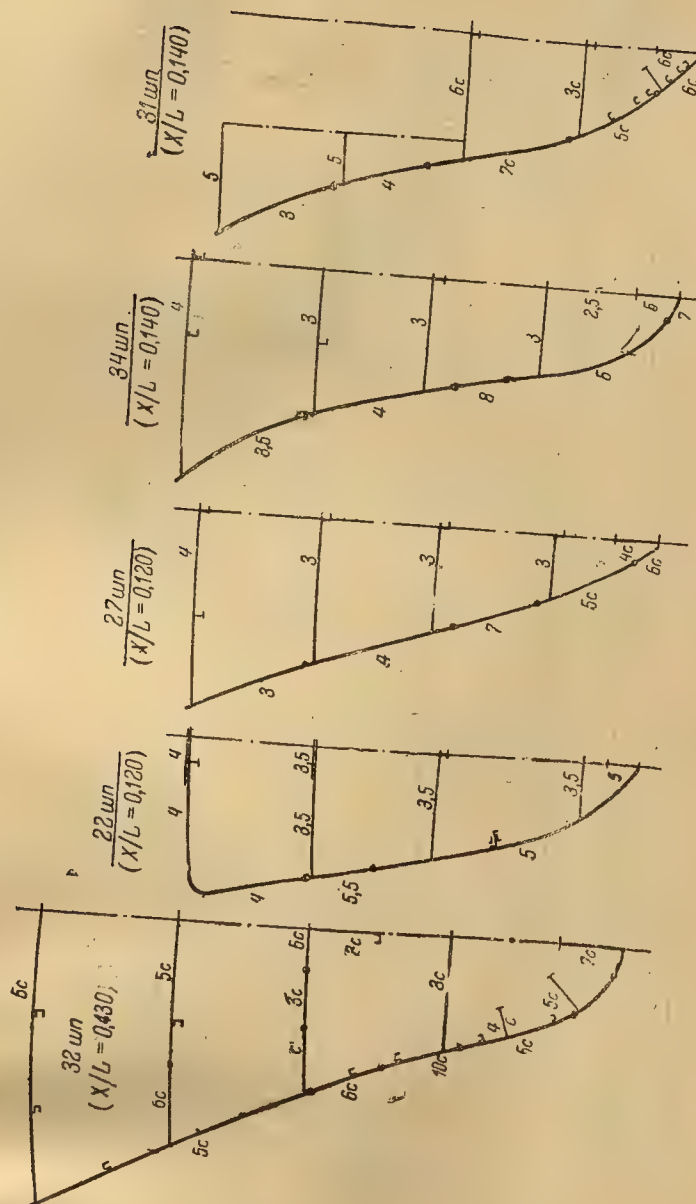


Рис. 8в.

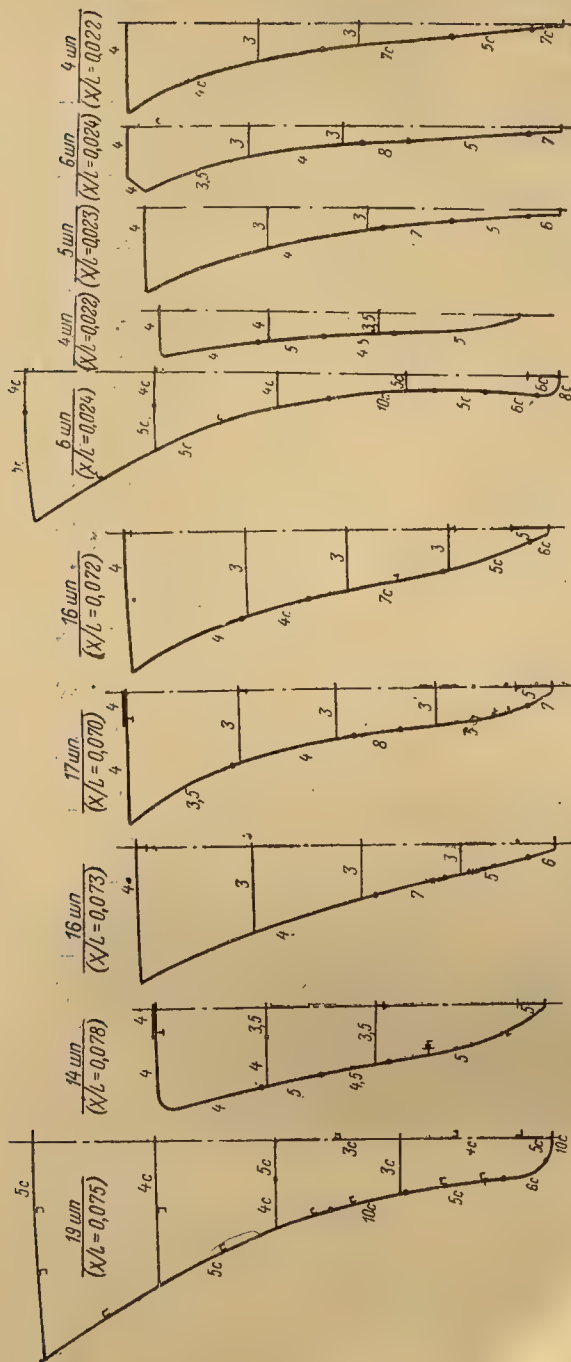


Рис. 8д.

Рис. 8г.

Таблица 2
Вычисление напряжений от общего изгиба

Тип кораблей		„Таш- кент“	„Новик“	Проект 1	Проект 7		Проект 30
№ шпангоутов		55	40	61	54	44 + ε ¹	56
$\frac{x}{L}$		0,235	0,220	0,250	0,248	0,202	0,252
M (т м)		6 800	1 300	3 400	3 700	2 100	4 100
Первое приближение	J_0' (см ² м ²)	70 000	14 400	28 600	24 100	20 100 17 100	22 700
	W_0' (см ² м)	9 720	2 730	4 500	4 120	3 350 2 820	3 800
	σ_0' (ат)	700	475	755	900	625 745	1 080
Последнее приближение	J_0 (см ² м ²)	53 800	10 850	19 220	17 080	15 420 10 470	16 500
	W_0 (см ² м)	7 000	1 855	2 720	2 640	2 410 1 620	2 650
	σ_0 (ат)	970	700	1 250	1 400	870 1 700	1 550
№ шпангоутов		45	32	48	38		40 ± ε ¹
$\frac{x}{L}$		0,190	0,178	0,197	0,174		0,180
M (т м)		3 900	600	1 820	1 400		1 720
Первое приближение	J_0' (см ² м ²)	61 500	11 750	19 650	13 670		18 300
	W_0' (см ² м)	8 050	2 310	2 930	2 270		3 000 3 020
	σ_0' (ат)	485	260	620	620		575 570
Последнее приближение	J_0 (см ² м ²)	47 470	9 950	12 280	6 550		14 140 14 280
	W_0 (см ² м)	5 780	2 000	1 520	900		2 150 2 290
	σ_0 (ат)	675	300	1 200	1 500		800 750

¹ На этих шпангоутах обрывается продольный набор, идущий под верхней палубой и по борту.

Продолжение табл. 2

Тип кораблей		„Таш- кент“	„Новик“	Проект 1	Проект 7	Проект 30
№ шпангоутов		$34 \pm \epsilon^1$	22	34	27	28
$\frac{x}{L}$		0,135	0,120	0,140	0,120	0,126
M		1 350	180	700	500	700
Первое приближение	J_θ'	36 350 31 250	7 500	10 600	7 680	10 100
	W_θ'	4 820 4 500	1 665	1 840	1 490	1 770
	σ_0'	280 300	110	380	335	395
Последнее приближение	J_θ	32 600 29 100	7 500	8 670	4 900	8 830
	W_θ	4 350 4 080	1 665	1 410	830	1 550
	σ_0	310 330	110	500	600	450
№ шпангоутов		19	14	20	16	17
$\frac{x}{L}$		0,076	0,078	0,082	0,074	0,072
M		250	40	140	100	200
Первое приближе- ние	J_θ'	17 600	2 980	3 870	3 400	4 760
	W_θ'	2 790	940	920	855	1 110
	σ_0'	90	40	150	120	180
Последнее приближе- ние	J_θ	17 600	2 980	3 870	3 400	4 760
	W_θ	2 790	940	920	855	1 110
	σ_0	90	40	150	120	180

Из табл. 2 видно, что у лидера „Ташкент“, эскадренного миноносца типа „Новик“ и кораблей проекта 7 для кормового из проверяемых сечений напряжения от общего изгиба не превосходят $0,35 \sigma_T$, в то время как у кораблей новых проектов они превышают $0,65 \sigma_T$.

¹ В нос от 34-го шпангоута шпация уменьшается с 625 мм до 580 мм.

Поскольку в выражение для предельного изгибающего момента, который может быть воспринят носовой оконечностью при изгибе в плоскости ватерлинии [см. формулу (8)], множителем входит $\sigma_p = \sigma_T - \sigma_0$, нетрудно видеть, что корабли новых проектов имеют пониженную прочность носовой оконечности при боковом изгибе от удара волн.

Ограничимся пока этим очевидным утверждением, не вдаваясь в рассмотрение каких-либо других причин недостаточной прочности носовой оконечности этих кораблей.

Подсчитаем теперь величину коэффициента K_1 , характеризующего сравнительную прочность носовых оконечностей для рассматриваемых кораблей при боковом изгибе от удара волн. Все вычисления по схеме, намеченной в конце § 2, приведены в табл. 3.

Таблица 3
Вычисление коэффициента K_1 из формулы

$$K_1 10^6 \left(\frac{L}{100} \right)^3 \frac{H}{10} \frac{x}{L} = \sigma_p \cdot W_2^T$$

№ п/п.	Тип кораблей	„Таш- кент“	„Новик“	Проект 1	Проект 7		Проект 30
1	$\frac{L}{100}$	1,33	0,96	1,22	1,09		1,11
2	$\left(\frac{L}{100} \right)^3$	2,35	0,88	1,82	1,29		1,37
3	$\frac{H}{10}$	1,02	0,78	0,87	0,82		0,84
4	$\left(\frac{L}{100} \right)^3 \frac{H}{10}$	2,40	0,69	1,58	1,06		1,15
5	σ_T	3 500	2 200	2 200	2 200		2 200
6	№ шпангоутов	55	40	61	54	$44 \pm \varepsilon$	56
7	$\frac{x}{L}$	0,235	0,220	0,250	0,248	0,202	0,252
8	σ_0	970	700	1 250	1 400	$\frac{870}{1 700}$	1 550
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	2 530	1 500	950	800	$\frac{1 330}{500}$	650
10	W_2^T	7 000	1 700	3 770	3 420	$\frac{2 700}{1 380}$	4 450
11	$(9) \cdot (10) \cdot 10^{-6}$	17,7	2,55	3,58	2,73	$\frac{3,57}{0,69}$	2,90
12	$\frac{(11)}{(4)(7)} = K_1$	31,4	16,8	9,1	10,5	$\frac{16,8}{3,2}$	10,0

Продолжение табл. 3

№ п/п.	Тип кораблей	„Таш- кент“	„Новик“	Проект 1	Проект 7	Проект 30
6	№ шпангоутов	45	32	48	88	40±ε
7	$\frac{x}{L}$	0,190	0,178	0,197	0,174	0,180
8	σ_0	675	300	1 200	1 500	800 750
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	2 825	1 900	1 000	700	1 400 1 450
10	W_2^T	5 240	1 310	1 430	1 085	2 480 1 690
11	$(9) \cdot (10) \cdot 10^{-6}$	14,8	2,5	1,43	0,76	3,47 2,45
12	$\frac{(11)}{(4) \cdot (7)} = K_1$	32,0	20,4	4,6	4,1	16,8 11,8
6	№ шпангоутов	34 ± ε	22	34	27	28
7	$\frac{x}{L}$	0,135	0,120	0,140	0,120	0,126
8	σ_0	310 330	110	500	600	450
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	3 190 3 170	2 090	1 700	1 600	1 750
10	W_2	2 580 2 600	823	950	600	960
11	$(9) (10) \cdot 10^{-6}$	8,2 8,2	1,72	1,61	0,96	1,59
12	$\frac{(11)}{(4) (7)} = K_1$	25,3 25,3	20,8	7,3	7,6	11,0
6	№ шпангоутов	19	14	20	16	17
7	$\frac{x}{L}$	0,076	0,078	0,082	0,074	0,072
8	σ_0	90	40	150	120	180
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	3 410	2 160	2 050	2 080	2 020
10	W_2^T	1 460	460	540	365	560
11	$(9) (10) \cdot 10^{-6}$	5,0	1,00	1,11	0,76	1,13
12	$\frac{(11)}{(4) (7)} = K_1$	27,5	18,5	8,5	9,7	13,6

№ п/п.	Тип кораблей	„Ташкент“	„Новик“	Проект 1	Проект 7	Проект 30
6	№ шпангоутов	6	4	6	5	5
7	$\frac{x}{L}$	0,024	0,022	0,025	0,023	0,024
8	σ_0	0	0	0	0	0
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	3 500	2 200	2 200	2 200	2 200
10	W_2^T	473	110	184	156	192
11	$(9) (10) \cdot 10^{-6}$	1,66	0,24	0,41	0,34	0,42
12	$\frac{(11)}{(4) (7)} = K_1$	28,7	15,8	10,4	14,0	16,3

Результаты вычислений в табл. 3, а именно изменение коэффициента K по длине носовой оконечности для рассматриваемых кораблей, — приведены на рис. 9.

§ 4. Анализ полученных результатов и основные условия для рационального проектирования полубака

На рис. 9 приведены кривые изменения коэффициента K , характеризующего сопротивление носовой оконечности при изгибе в плоскости накрашенной ватерлинии от ударного воздействия волн. Эти кривые необходимо проанализировать со стороны как их формы, так и взаимного расположения.

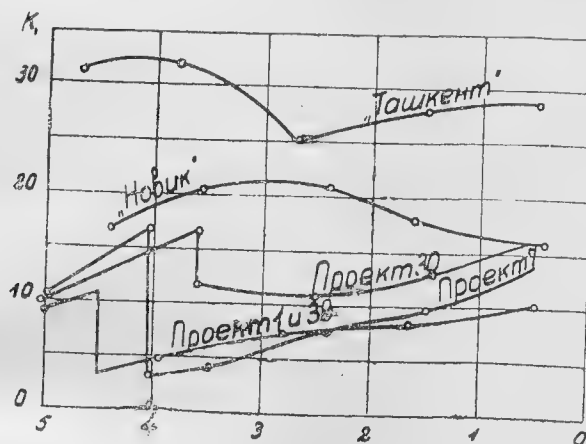


Рис. 9.

На кривых для кораблей проектов 7 и 30 в районе между 3-м и 4-м теоретическими шпангоутами имеет место резкий излом. Он объясняется обрывом в этих сечениях продольного набора, идущего под верхней палубой и по борту между верхней и нижней палубами.

У кораблей проектов 1, 38 и 48 продольный набор обрывается значительно раньше (за 5-й теоретической шпацией), и поэтому на рис. 9 резкий излом отсутствует.

Небольшой скачок между 2-м и 3-м теоретическими шпангоутами на кривой, отвечающей лидеру „Ташкент“, получается в связи с переходом в этом сечении от шпации в 625 мм к шпации в 530 мм. Выпуклость носового участка кривой объясняется у этого корабля исключительно большой шириной палубы полубака в носу.

„Новик“ в носовой оконечности совершенно не имеет продольного набора, поэтому и изломы на кривой, ему соответствующей, отсутствуют.

С точки зрения взаимного расположения рассматриваемых кривых обращает на себя внимание пониженная прочность носовой оконечности по отношению к боковому изгибу у последних кораблей нашей постройки и особенно у кораблей проектов 1, 38 и 48 сравнительно с „Новиком“ и „Ташкентом“.

Первопричина недостаточной прочности носовой оконечности у кораблей последних проектов кроется в существовавшем до сих пор в конструкторских бюро неправильном взгляде на роль полубака в общем изгибе носовой оконечности корабля. До настоящего времени в техническом проекте расчет общей продольной прочности производился и производится для трех поперечных сечений. Выбор крайних расчетных поперечных сечений производится глазомерно. Обычно за носовое расчетное сечение принимается сечение, лежащее непосредственно после окончания полубака. Если проверка для этого сечения показывает, что напряжения в нем при прямом положении корабля на вершине и подошве волны не превышают допустимых, то проверка дополнительных носовых сечений считается излишней. На первый взгляд такая точка зрения представляется не лишней известным оснований, так как уменьшение изгибающих моментов по направлению к носу корабля происходит быстрее, чем уменьшение моментов сопротивления носовых сечений, даже без учета полубака. Исходя из этого, а priori считается, что прочность носовой оконечности при сохранении или незначительном уменьшении толщин листового материала будет вполне обеспечена, даже без участия в изгибе полубака. Если же полубак будет принимать какое-либо участие в работе оконечности, то это окажется лишь благоприятным для условий ее работы.

Таким образом, при установившемся взгляде на прочность носовой оконечности игнорируется возможное участие полубака в общем продольном ее изгибе. Логическим следствием отсюда является и конструктивное оформление полубака.

Как видно из рис. 8, на всех кораблях полубак, как правило, набирается по поперечной системе; обшивка его делается исключительно тонкой (3—4 мм); материал для обшивки применяется самых низких качеств: сталь 3 норм. $\sigma_T = 2200 \text{ ат}$.

Из того же рис. 8 видно, что верхняя палуба и прилежащая к ней снизу бортовая обшивка набраны по продольной системе и имеют большую толщину или даже ярко выраженные палубный стрингер и ширстрек. Это еще раз показывает, что при общем продольном изгибе носовой оконечности „рабочими“ связями до сих пор принято считать палубный стрингер и ширстрек верхней палубы, но никак не полубака.

Подобный подход при конструировании носовой оконечности был бы правильным, если бы полубак действительно не принимал участия в общем продольном изгибе корабля. В действительности же полубак,

простирающийся на рассматриваемых кораблях на $0,25 L$ и даже более, в общем изгибе полностью участвует, а следовательно, подвержен и наибольшим напряжениям, вне зависимости от того, какая роль ему отводилась при проектировании (в смысле участия в этом изгибе).¹ Сказанное полностью подтверждается и разрушением полубака на лидере „Минск“.

Повреждениями на лидере „Минск“ было вскрыто и другое весьма важное обстоятельство.

До настоящего времени ни у одного из наших кораблей не производилась проверка прочности носовой оконечности как на косоу изгиб при положении корабля на подошве волны с креном, так и на изгиб в плоскости накрашенной ватерлинии от удара волны в борт.

В таких расчетах надобности не было до тех пор, пока в строй не начали вступать очень быстроходные корабли с сильно подрезанными обводами шпангоутов и большим развалом борта в носу. Если у кораблей с обводами миноносцев типа „Новик“ и даже отчасти проекта 7 при боковом изгибе более или менее одинаково напряжена вся обшивка борта, то у кораблей проектов 1 и 48 (рис. 10) прочность при боковом изгибе может быть обеспечена только достаточно прочным и жестким полубаком и главным образом его палубным стрингером и ширстрекком, подверженными при этом изгибе наибольшим сжимающим напряжениям.

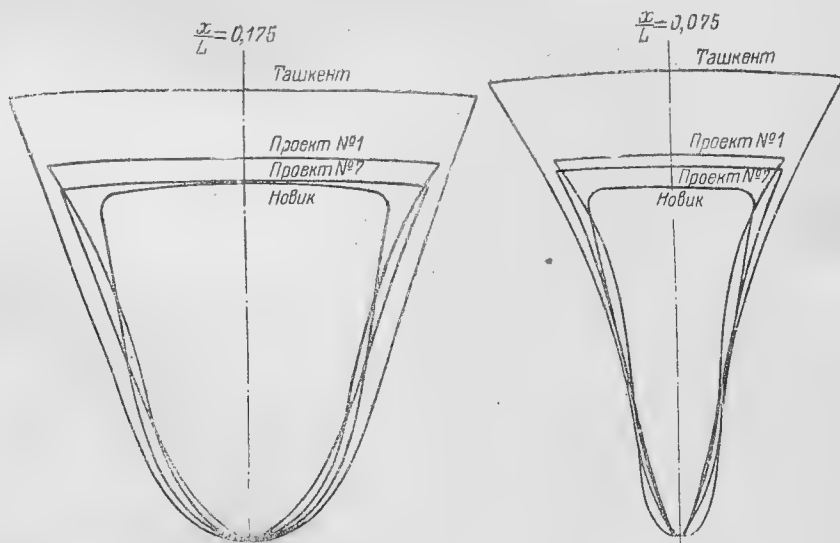


Рис. 10.

Отсюда следует, что полубак должен набираться по продольной системе и иметь соответствующие палубный стрингер и ширстрек, которые необходимо изготовлять из стали с повышенными механическими качествами.

¹ Необходимо отметить, что при тонком настиле палубы полубака в последнем в действительности могут возникнуть большие напряжения, чем это следует из расчета эквивалентного бруса, выполненного без его учета. Это было впервые отмечено Фостер-Кингом. *Ред.*

Роль полубака становится доминирующей при общем изгибе носовой оконечности корабля. Непонимание значения полубака в работе носовой оконечности, особенно для кораблей с обводами проекта 1, и соответствующее этому конструирование его привели к тому, что как только такой корабль попал в тяжелые условия, обшивка со стороны сжатого борта потеряла устойчивость, крайние жесткие связи полубака не смогли воспринять появившихся в них усилий и через некоторое время после пребывания в этих условиях разрушились.

Кривые, приведенные на рис. 9, показывают, что носовые оконечности у кораблей проектов 1, 38 и 7 в районе прекращения продольного набора ($\frac{x}{L} \cong 0,225$) обладают совершенно недостаточной прочностью в части восприятия нагрузки от удара волн ($K_1 = 3$) и должны быть основательно подкреплены.

Это сечение является основным из тех двух, где полубак лидера „Минск“ и был поврежден.

Во втором сечении, где произошло разрушение полубака на „Минске“, коэффициент K_1 по расчету оказался $K_1 = 7,3$. Можно поэтому полагать, что величина коэффициента K_1 должна быть у кораблей данного типа никак не менее 10.

Если принять во внимание, что у „Новика“ коэффициент K_1 во всем районе полубака не опускается ниже 16, у „Ташкента“ он превышает 25, а также и то обстоятельство, что в будущем не исключена возможность попадания кораблей рассматриваемого типа в худшие условия плавания, чем те, в которых оказался лидер „Минск“, следует при установлении минимально допустимого значения коэффициента K_1 для кораблей новой постройки ориентироваться на величину $K_1 = 18 - 20$. При рациональном проектировании носовой оконечности эту величину коэффициента K_1 очень легко получить при толщине листов обшивки и настила полубака в 5 мм, т. е. практически без всякого увеличения веса конструкции.

Исходя из этого, в следующем параграфе намечены конкретные мероприятия по подкреплению носовых оконечностей рассматриваемых кораблей последних проектов.

§ 5. Конкретные мероприятия по подкреплению кораблей проектов 1 и 38, 7 и 30

Кривые рис. 9 показывают, что прочность носовой оконечности при боковом изгибе от удара волн у кораблей проектов 1 и 38, 7 и 30 ниже, чем у кораблей типов „Новик“ и „Ташкент“. Чтобы довести величину коэффициента K_1 у кораблей этих проектов до 18—20, как то рекомендовано в конце предыдущего параграфа, нужно соответствующим образом подкрепить их полубаки. Однако в данном случае приходится считаться с тем, что корабли проектов 1 и 7 уже плавают, а корпуса кораблей проекта 30 уже построены, и поэтому предлагаемые подкрепления должны вызывать по возможности минимальные переделки имеющихся конструкций. Таким образом намечать подкрепления будем, исходя как из условий необходимости их, так и из условий возможности различных переделок, с ними связанных.

Проекты 1 и 38. Прочность носовой оконечности при боковом изгибе у кораблей этих проектов является низкой. Подкрепление их в силу специфичности обводов должно быть основательным. Это подкрепление в районе 35—71-го шпангоутов ($K = 3 \div 6$) предположим

в виде установки по палубаку накладных: палубного стрингера шириной 1350 мм и ширстрека шириной 1000 мм из листов толщиной 7 мм стали 3 норм.

Настил полубака между бортом и карлингсом, наружная обшивка от палубы полубака до нижней палубы, а также верхняя палуба на прилежащем к борту участке должны быть подкреплены помимо этого продольными ребрами жесткости. Расстояние между ребрами не должно превышать по палубам 400 мм, по обшивке между палубой полубака и верхней палубой — 350 мм и между верхней и нижней палубами — 450 мм.

Подкрепление в остальных районах предполагаем аналогичным, лишь толщину устанавливаемых накладных листов понижаем в районе 21—35-го шпангоутов до 6 мм и в районе от 20-го шпангоута в нос до 5 мм.

Подкрепление по выпущенным в 1941 г. чертежам ЦКБ-17 № А-45340 и А-45347 предусматривает установку накладных 5 мм толщины палубного стрингера шириной 1200 мм и узкого „бордюра“ по наружной обшивке от палубы полубака до верхней кромки иллюминаторов. Продольные ребра жесткости по наружной обшивке между верхней и нижней палубами чертежами не предусматриваются.

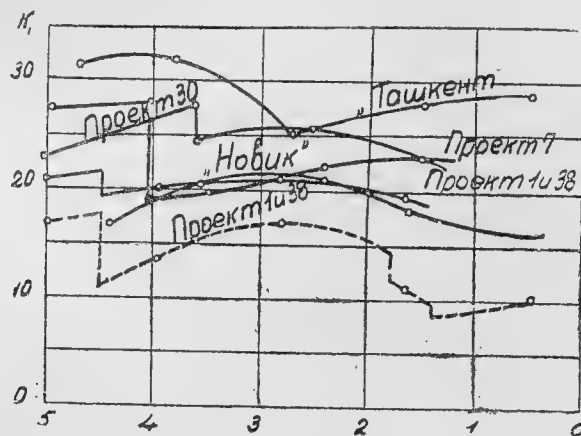


Рис. 11.

Вычисление коэффициента K_1 для подкрепленных по обоим вариантам сечений приведено в таблицах 4 и 5. Результаты этих вычислений приведены на рис. 11. Из этого рисунка видно, что подкрепления, предложенные в свое время ЦКБ-17, не удовлетворяют предложенному в конце § 4 условию достаточности прочности при боковом изгибе от удара волны.

Проект 7. У неподкрепленного корпуса кораблей проекта 7 значения коэффициента K_1 практически те же, что и у кораблей проектов 1 и 38. Однако вследствие более благоприятных для изгиба в плоскости ватерлинии обводов корпуса на кораблях проекта 7, нужного результата оказывается можно добиться более легкими подкреплениями. Подкрепления по разработанным в 1942 г. чертежам ЦКБ-17 за № А-45964, 45966 и А-45969 предусматривают помимо ребер жесткости установку накладных палубного стрингера и ширстрека по полубаку толщиной 4 мм на всем подкрепляемом районе.

Таблица 4
Вычисление напряжений от общего изгиба при наличии подкреплений

Тип кораблей		Проект 1		Проект 7		Проект 30
№ шпангоутов		61		54	$44 \pm \varepsilon$	56
$\frac{x}{L}$		0,25		0,248	0,202	0,252
M (т·м)		3 400		3 700	2 100	4 100
Первое приближение	J_{θ}' (см ² ·м ²)	31 500	34 500	28 600	22 000 19 500	24 650
	W_{θ}' (см ² ·м)	5 070	5 860	5 000	3 620 3 180	4 280
	σ_0' (ат)	670	580	740	580 660	960
Последнее приближение	J_{θ} (см ² ·м ²)	28 200	32 400	26 650	20 780 17 830	22 800
	W_{θ} (см ² ·м)	4 360	5 230	4 620	3 380 2 880	3 730
	σ_0 (ат)	780	650	800	620 730	1 100
№ шпангоутов		48		38		$40 \pm \varepsilon$
$\frac{x}{L}$		0,197		0,174		0,180
M (т·м)		1 820		1 400		1 720
Первое приближение	J_{θ}' (см ² ·м ²)	22 700	25 650	16 600		20 950 20 750
	W_{θ}' (см ² ·м)	3 560	4 130	2 860		3 620 3 580
	σ_0' (ат)	510	440	490		475 480
Последнее приближение	J_{θ} (см ² ·м ²)	20 800	24 420	15 570		19 640 19 840
	W_{θ} (см ² ·м)	2 980	3 950	2 640		3 370 3 440
	σ_0 (ат)	610	460	530		510 500

Продолжение табл. 4

Тип кораблей		Проект 1		Проект 7	Проект 30
№ шпангоутов		34		27	28
$\frac{x}{L}$		0,140		0,120	0,126
M (т м)		700		500	700
Первое приближение	J_{θ}' (см ² м ²)	13 850	15 900	10 000	11 600
	W_{θ}' (см ² м)	2 520	2 920	1 920	2 120
	σ_0' (ат)	280	240	260	330
Последнее приближение	J_{θ} (см ² м ²)	13 850	15 900	10 000	11 600
	W_{θ} (см ² м)	2 520	2 920	1 920	2 120
	σ_0 (ат)	280	240	260	330
№ шпангоутов		20		16	17
$\frac{x}{L}$		0,082		0,074	0,072
M (т м)		140		100	200
Первое приближение	J_{θ}' (см ² м ²)	3 870	5 390	4 470	5 600
	W_{θ}' (см ² м)	920	1 270	1 110	1 300
	σ_0' (ат)	150	110	90	155
Последнее приближение	J_{θ} (см ² м ²)	3 870	5 390	4 470	5 600
	W_{θ} (см ² м)	920	1 270	1 110	1 300
	σ_0 (ат)	150	110	90	155

Таблица 5

Вычисление коэффициента K_1 при наличии подкреплений

№ п/п.	Тип кораблей	Проект 1		Проект 7		Проект 30
4	$\left(\frac{L}{100}\right)^3 \cdot \frac{H}{10}$	1,58		1,06		1,15
5	σ_T	2 200		2 200		2 200
6	№ шпангоутов	61		54	$44 \pm e$	56
7	$\frac{x}{L}$	0,250		0,248	0,202	0,252
8	σ_0	780	650	800	$\begin{smallmatrix} 620 \\ 730 \end{smallmatrix}$	1 100
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	1 420	1 550	1 400	$\begin{smallmatrix} 1 580 \\ 1 470 \end{smallmatrix}$	1 100
10	W_2^T	4 700	5 620	5 200	$\begin{smallmatrix} 3 790 \\ 2 770 \end{smallmatrix}$	6 000
11	$(9)(10) \cdot 10^{-6}$	6,65	8,72	7,28	$\begin{smallmatrix} 6,00 \\ 4,07 \end{smallmatrix}$	6,60
12	$\frac{(11)}{(4)(7)} = K_1$	16,9	22,0	27,5	$\begin{smallmatrix} 28,0 \\ 19,1 \end{smallmatrix}$	22,8
6	№ шпангоутов	48		38		$40 \pm e$
7	$\frac{x}{L}$	0,197		0,174		0,180
8	σ_0	610	460	530		$\begin{smallmatrix} 510 \\ 500 \end{smallmatrix}$
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	1 590	1 740	1 670		$\begin{smallmatrix} 1 690 \\ 1 700 \end{smallmatrix}$
10	W_2^T	2 580	3 600	2 160		$\begin{smallmatrix} 3 410 \\ 3 000 \end{smallmatrix}$
11	$(9)(10) \cdot 10^{-6}$	4,10	6,28	3,6		$\begin{smallmatrix} 5,75 \\ 5,10 \end{smallmatrix}$
12	$\frac{(11)}{(4)(7)} = K_1$	13,2	20,1	19,5		$\begin{smallmatrix} 27,8 \\ 24,5 \end{smallmatrix}$
6	№ шпангоутов	34		27		28
7	$\frac{x}{L}$	0,140		0,120		0,126
8	σ_0	280	240	260		330
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	1 920	1 960	1 940		1 870
10	W_2^T	1 950	2 370	1 450		2 000
11	$(9)(10) \cdot 10^{-6}$	3,75	4,65	2,82		3,74
12	$\frac{(11)}{(4)(7)} = K_1$	16,9	21,1	22,1		25,8

№ п/п.	Тип кораблей	Проект 1		Проект 7	Проект 30
6	№ шпангоутов	20		16	17
7	$\frac{x}{L}$	0,082		0,074	0,072
8	σ_0	150	110	90	155
9	$\sigma_p = (5) - (8)$	2 050	2 090	2 110	2 045
10	W_2^T	570	1 230	855	990
11	$(9) (10) \cdot 10^{-6}$	1,37	2,57	1,80	2,02
12	$\frac{(11)}{(4) (7)} = K_1$	10,8	19,8	23	22,8

Приведенные в таблицах 4 и 5 вычисления и их результаты на рис. 11 показывают, что эти подкрепления достаточны.

Проект 30. Если предусмотреть для этих кораблей те же подкрепления, что и для кораблей проекта 7, то, как видно из результатов таблицы 5 и рис. 11, общая прочность их корпусов в носовой части будет больше чем достаточна.

Основной вывод, вытекающий из характера разрушений на лидере „Минск“, состоит, как упоминалось выше, в том, что полубак должен набираться по продольной системе или, во всяком случае, место прекращения продольного набора должно проверяться, что материал на полубак должен иметь повышенных механических качеств и, наконец, что на полубаке необходимо устраивать палубный стрингер и ширстрек, — подтверждается полученными результатами.

Действительно, результаты вычислений, приведенные в табл. 4 и 5, показывают, что если несколько повысить толщину стрингерных и ширстречных поясов полубака и заставить обшивку работать при больших напряжениях путем постановки продольных ребер жесткости, то даже при низких механических качествах примененной на полубаке стали 3 норм. можно повысить прочность носовой оконечности при боковом изгибе от удара волн в 3—6 раз.

Однако потребные подкрепления предусматривают довольно большую толщину накладных листов. Это объясняется тем, что вся обшивка полубака на подкрепляемых кораблях выполнена очень тонкой и из стали с низкими механическими качествами. Для однородности работы и накладные листы рекомендуются из этой же стали.

На новых кораблях, где мы не связаны, как при подкреплении уже построенных кораблей, требованием минимального объема корпусных и монтажных работ, достаточной общей прочности носовой оконечности можно легко добиться при 4—5-мм обшивке полубака, при условии, однако, что она будет выполнена из стали с повышенными механическими качествами.

Следует сразу же оговориться, что требование о продольном наборе полубака отнюдь не означает отказа от продольной системы набора верхней палубы и борта ниже ее. Наоборот, чем дальше в нос будет

протянут этот продольный набор, тем выше будет общая прочность носовой оконечности. То же и в отношении механических качеств применяемого материала. Однако при рациональном проектировании распределение по толщине должно быть изменено с целью получения наибольшего момента сопротивления поперечных сечений при изгибе носовой оконечности в плоскости накрашенной ватерлинии или близкой к ней.

§ 6. Общее заключение

Все изложенное приводит к следующему заключению:

1. Господствовавший у нас последнее время взгляд, что полубак современных легких быстроходных кораблей представляет собой часть корпуса, почти не участвующую в обеспечении общей прочности носовой оконечности корабля, следует признать неправильным. Вследствие большего отстояния от нейтральной оси как при изгибе корабля, параллельном диаметральной плоскости, так и при изгибе в плоскости накрашенной ватерлинии ширстрек и палубный стрингер полубака современных лидеров и миноносцев являются теми связями корпуса, в которых возникают как раз наибольшие напряжения от обоих этих изгибов. Вывести эти связи из участия в обоих упомянутых изгибах носовой оконечности корабля практически невозможно. Наоборот, следует всемерно стремиться к максимальному привлечению их к участию в общем изгибе корабля, как мы к тому стремимся обычно в отношении связей, наиболее удаленных от нейтральной оси.

В соответствии с этим бортовую обшивку и настил полубака, особенно же его палубный стрингер и ширстрек, следует изготавливать не из сталей более низких механических качеств, как это у нас делалось в последнее время, а, наоборот, из стали даже более высокого сопротивления, чем основной корпус в оконечности корабля. Подкреплять же полубак нужно не поперечным набором, а, по возможности, набором продольным.

При выполнении этих условий прочность носовой оконечности современных быстроходных кораблей может быть без затраты дополнительных весов доведена до прочности, которой обладают носовые оконечности кораблей, зарекомендовавших себя за время их эксплуатации.

2. Намечая прочные размеры основных продольных связей полубака современных лидеров и миноносцев, необходимо считаться с тем обстоятельством, что в носовой оконечности кораблей этого типа, в отличие от того, что мы наблюдаем обычно у миделя, момент сопротивления, соответствующий изгибу в плоскости накрашенной ватерлинии, оказывается значительно меньшим, чем момент сопротивления того же сечения при изгибе, параллельном диаметральной плоскости корабля.

Поэтому простое попадание этих кораблей на волну с креном может в районе носовой оконечности значительно увеличить напряжения от общего изгиба по сравнению с результатами расчета, произведенного в обычно делаемом предположении об отсутствии у корабля крена. При ходе же корабля косым по отношению к волне курсом на эти напряжения накладываются еще значительные дополнительные напряжения от изгиба носовой оконечности в плоскости накрашенной ватерлинии вследствие ударов волн в соответствующий борт корабля.

При проверке прочности носовой оконечности корабля следует принимать во внимание оба эти обстоятельства.

3. Ввиду того что вопрос об ударном воздействии волны на носовую оконечность корабля не освещен пока надежными теоретическими или экспериментальными исследованиями, необходимо организовать в ближайшем будущем специальные замеры этих усилий на кораблях различных типов. Временно, впредь до накопления соответствующего достаточно надежного экспериментального материала, следует для обеспечения общей прочности носовой оконечности современных лидеров и миноносцев пользоваться условным сравнительным расчетом.

Достаточно простой и в то же время надежный метод такого условного расчета предложен в настоящей статье.

В заключение следует высказать еще следующее соображение.

Возможно, что при проверке рационально набранной носовой оконечности на боковой изгиб от удара волн можно было бы обойтись и без учета напряжений от общего изгиба при положении корабля на подошве волны, да еще с максимальным креном, тем более что одновременность действия удара волны в борт и такого косого изгиба является едва ли возможной. Однако нам кажется весьма целесообразным это делать, чтобы иметь некоторый запас прочности для кораблей с обводами типа проекта 1, невыгодными в смысле распределения материала при изгибе в плоскости ватерлинии. Это представляется тем более необходимым, что пора уже поставить вопрос о „боевой прочности“ корпуса корабля, аналогично тому, как в теории корабля уже давно учитываются при проектировании вопросы „боевой устойчивости“ и „боевой пловучести“. Дело в том, что в бою или даже во время плавания в тяжелых условиях (во льду) корпус корабля всегда может получить те или иные вмятины в борту или даже разрушение отдельных продольных связей. Очевидно, для военного корабля общая прочность как в средней части, так и в носу не должна быть при этом нарушена, и при проектировании, в частности, носовой оконечности с этим надо считаться.

ОТ РЕДАКЦИИ

Помещенная ниже статья инженера А. А. Курдюмова посвящена исследованию причин появления так называемых вторичных повреждений, возникающих в ряде случаев в корпусе корабля при подводных взрывах мин, торпед и авиабомб.

А. А. Курдюмов приходит к выводу, что основной причиной появления этих вторичных повреждений являются продольные колебания корпуса корабля при подводном взрыве, и дает, исходя из этого вывода, разработанную им методику сравнительного расчета прочности.

Эта точка зрения находит возражение со стороны ряда специалистов строительной механики корабля, считающих, что основной причиной появления вторичных повреждений являются вертикальные колебания корпуса корабля.

Редакция считает правильной эту последнюю точку зрения. Однако следует иметь в виду, что правильное распределение усилий и правильное математическое решение задачи не дают еще правильного решения этой задачи в целом, поскольку выбор величины действующих усилий является весьма условным. Учитывая определенный теоретический и практический интерес, который представляет собой правильное решение этой задачи, Редакция помещает эту статью в порядке обсуждения.

ВТОРИЧНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ КОРПУСА МИНОНОСЦЕВ ПРИ ПОДВОДНЫХ ВЗРЫВАХ

А. А. КУРДЮМОВ

*инженер-кораблестроитель
кандидат технических наук*

Подрыв корабля на mine или вообще действие на него подводного взрыва характеризуется более или менее значительными материальными повреждениями в районе взрыва, приводящими иногда к гибели корабля.

Кроме повреждений в районе подводного взрыва, в подавляющем большинстве случаев имеют место повреждения, вызываемые сотрясанием корпуса корабля, например, выход из строя различных измерительных приборов, разрушение электроаппаратуры и кабелей, появление водотечности наружной обшивки и переборок в заклепочных соединениях и т. п. Подобные повреждения могут встретиться на довольно значительном удалении от центра взрыва.

В 1937 г. кораблестроителям пришлось столкнуться с новым видом „вторичного“ повреждения при подрыве на mine английского эскадренного миноносца „Hunter“, у которого в кормовой части образовались гофры, тогда как корпус между разрушенной взрывом носовой частью и гофрами оказался совершенно неповрежденным. Этот случай был довольно подробно освещен в специальной литературе.

С начала Великой Отечественной войны подобные же „вторичные“ повреждения в виде образования гофров возникали при подрыве на минах наших эскадренных миноносцев, построенных по проектам 7 и 7-у, а также на крейсере „Максим Горький“, построенном по проекту 26-бис, причем у эскадренных миноносцев имело место образование гофров в корму от 173—175-го шпангоутов, а у кораблей проекта 7, кроме того, образовывались гофры в районе 133—138-го шпангоутов.

Защита корабля от подводного взрыва входит в задачу боевого обеспечения и может быть достигнута проводкой корабля за тральми или иными средствами.

Защита жизненных частей корабля от повреждений при подводном взрыве достигается устройством противоминной защиты.

Защита измерительных приборов от сотрясений, защита осветительной аппаратуры от порчи и т. п. достигаются устройством амортизаторов.

Защита же корпуса корабля от образования „вторичных“ повреждений в виде гофров до сих пор не разработана, так как не выяснены достаточно точно те причины, которые способствуют появлению зон этих повреждений.

Настоящая работа посвящена изучению вопроса о конструктивных причинах образования гофров и о мерах борьбы с ними.

§ 1. „Вторичные“ повреждения английского эскадренного миноносца „Hunter“

Повреждения эскадренного миноносца „Hunter“ довольно подробно описаны в докладе Х. Стенлей, сделанном в институте инженеров-механиков и судостроителей Шотландии и послужившем поводом к оживленным прениям, в которых, в частности, обсуждался и вопрос о причинах появления зоны „вторичных повреждений корпуса“. ¹

Эскадренный миноносец „Hunter“ входил в состав английских морских сил Средиземного моря, участвовавших в международном морском контроле испанского побережья. Взрыв произошел 13 мая 1937 г. во время патрулирования кораблем побережья в районе Альмерии.

В момент аварии „Hunter“ имел почти полную боевую нагрузку, за исключением частично израсходованного топлива. В частности, цистерны № 5 и 6 (126—134-й шпангоуты) были пустыми, цистерны № 7 и 8 (134—136-й шпангоуты)—полными.

Взрыв возник в районе мостика с левого борта и вызвал полное разрушение набора корпуса между 48-м и 73-м шпангоутами. Вторичным последствием его было образование другого района повреждений—в корме, где в пределах 135—138-го шпангоутов наружная обшивка и настилы верхней и нижней палуб оказались деформированными почти по всему периметру корпуса корабля (см. приложение I).

Полученные повреждения—вмятины глубиной до 150 мм по днищу и верхним поясьям обшивки и выпучины на скуле глубиной от 75 до 150 мм—расположены примерно симметрично с обеих сторон. С правого борта они более интенсивны, чем с левого.

Стенлей указал, что был рассмотрен ряд причин появления гофров, но не представляется возможным дать сколько-нибудь удовлетворительное объяснение, почему корабль получил повреждения именно в данном месте, а не где-нибудь в другом.

Изгибающий момент смог бы вызвать образование гофров в палубе, но не может обусловить появления их по всему периметру корпуса. Поэтому Стенлей считал, что причиной возникновения гофров является направленная вдоль корабля составляющая силы подводного взрыва, причем место их появления определилось комбинацией расположения нагрузки и жесткости корпуса.

В развернувшихся по докладу Стенлея прениях мнения разделились, причем часть выступавших склонялась к мнению Н. М. Хэнтера, считавшего, что причиной появления гофров явилась неравномерность в распределении масс (пустые и полные топливные отсеки), другие же объясняли их образование изменением жесткости корпуса. Впрочем, особенно ясных высказываний по этому вопросу не было.

Наиболее отчетливо высказался о причинах возникновения гофров там, где они имели место, Е. Суттон. В общем, соглашаясь с объяснением появления „вторичных“ повреждений, предложенным Хэнтером, он отметил, что образование их в районе 135—138-го шпангоутов может быть объяснено тем, что в районе 136-го шпангоута происходит уменьшение толщин наружной обшивки: палубного стрингера в отношении 10:32, палубы—в отношении 40:57 и наружной обшивки,—в среднем, в отношении 92:113.

¹ См. Trans. of the Inst. of Eng. a. Shipb. in Scotland, V. 81, № 2, 1937.

К сожалению, Суттон не указал, что подобное изменение толщин обшивки вызывает (при постоянной шпации) уменьшение эйлерового напряжения палубного стрингера в $\left(\frac{32}{10}\right)^2 = 10,2$ раза, палубы — в $\left(\frac{57}{40}\right)^2 = 2,03$ раза и наружной обшивки — в $\left(\frac{113}{92}\right)^2 = 1,51$ раза. Этих величин было бы достаточно для того, чтобы показать возможность потери устойчивости в сечении в корму от 136-го шпангоута или развития сложного изгиба.

Таким образом, рассмотрение случая с „Hunter“ в институте инженеров-механиков и судостроителей Шотландии не привело к каким-либо положительным результатам: не было не только предложено каких-либо расчетных схем для проверки прочности корпуса, но не было даже выработано единой и достаточно четкой точки зрения на причины появления „вторичных“ повреждений.

§ 2. „Вторичные“ повреждения эскадренных миноносцев проектов 7 и 7-у

Все повреждения миноносцев проектов 7 и 7-у от взрывов мин, торпед и авиабомб можно разбить на две группы: 1) типовые повреждения, 2) случайные повреждения.

К типовым повреждениям нужно отнести образование гофров в кормовой части на кораблях проектов 7 и 7-у и в средней части кораблей проекта 7.

К случайным повреждениям должны быть отнесены все другие повреждения, как-то: отрыв пиллерсов, вмятины обшивки и т. п. В дальнейшем будут рассмотрены только типовые повреждения.

При детальном рассмотрении всех случаев „вторичных“ повреждений корпусов миноносцев обращает на себя внимание следующее обстоятельство.

Если подводный взрыв происходил не вблизи кормовой оконечности корабля, когда она подвергалась разрушению от непосредственного действия взрыва, то на всех кораблях появлялись гофры на верхней палубе и на наружной обшивке (выше выхода гребных валов) в корму от 173—175-го шпангоутов. Размеры этих гофров зависят от положения центра взрыва мины по длине корабля, его расстояния от корпуса и характера разрушения в районе взрыва, не говоря, конечно, о величине и химическом составе заряда мины, чем определяется величина составляющей силы взрыва, направленной по длине корабля.

Например, на эскадренном миноносце „Славный“ взрыв произошел в районе 41—72-го шпангоутов, на расстоянии 6—15 м от корабля, и гофров в кормовой части не наблюдалось. Это может быть объяснено небольшой величиной составляющей силы взрыва, направленной вдоль корабля, а также тем, что в данном случае надо было бы учитывать разность давлений, действующих на носовую и кормовую части, так как газы проникли внутрь корпуса.

У эскадренного миноносца „Суровый“ последнее обстоятельство отсутствовало и, кроме того, до подрыва на mine 27 августа 1941 г. он уже имел повреждения, что, повидимому, и способствовало развитию гофров.

Во всяком случае, следует иметь в виду, что на развитие гофров должны сильно влиять случайные причины, например, начальная погиб обшивки.

При подводных взрывах в корме гофров в носовой оконечности не наблюдалось, но имели место вмятины на наружной обшивке в подводной части носовой оконечности, что может быть отнесено за счет непосредственного действия взрывной волны. Подобное повреждение получил эскадренный миноносец „Сметливый“.

У кораблей проекта 7 (эскадренный миноносец „Гневный“) отмечается еще одна зона „вторичных“ повреждений—в средней части корабля (133—138-й шпангоуты), в коротком отсеке между носовыми и кормовыми турбинными отделениями.

Вопрос о причинах появления зон „вторичных“ повреждений будет подвергнут детальному изучению в дальнейших частях настоящей работы, сейчас же следует привести некоторые данные о нагрузке и конструкции корпуса в районе зон этих повреждений. Начнем с описания кормовой зоны „вторичных“ повреждений, ведя его сразу для кораблей проектов 7 и 7-у, так как они практически не отличаются друг от друга, за исключением нумерации шпангоутов.

Кормовая зона „вторичных“ повреждений располагается на всех кораблях в районе орудий № 3 и 4, в корму от орудия № 3. Резких изменений в погонной нагрузке корабля, если не считать сосредоточенных масс орудийных установок, в этом районе не имеется.

В районе орудия главного калибра № 3 прекращается ряд продольных связей—ребер жесткости на палубном стрингере и ширстреке; под установками же имеются усиленные листы настила верхней палубы.

Гофры на наружной обшивке и палубном стрингере начинаются непосредственно за сечением, где оканчиваются ребра жесткости (173—175-й шпангоуты), переходя на палубу за границей усиленного листа настила палубы—за установкой № 3—и распространяясь до начала усиленного листа под орудийной установкой № 4. Зона „вторичного“ повреждения 190—192-го шпангоутов соответствует окончанию усиленного листа настила палубы под установкой № 4.

Район появления зоны „вторичных“ повреждений в средней части кораблей проекта 7 (133—138-й шпангоуты) может быть охарактеризован уменьшением жесткости корпуса ввиду отсутствия фундаментов под турбины.

§ 3. Действие подводного взрыва на корабельный корпус

При подводном взрыве приходится считаться с двумя видами воздействия взрыва на материальную преграду—в частности, корабельный корпус: а) волна давления и б) водяной удар.¹

Волна давления распространяется в жидкости со скоростью звука, и ее действие на преграду всегда будет иметь место, хотя интенсивность давления и изменяется обратно пропорционально четвертой степени расстояния от центра взрыва.² Продолжительность разложения взрывчатого вещества чрезвычайно мала (тысячные и даже десятитысячные доли секунды) и поэтому действие взрывной волны на корабельный корпус можно рассматривать как действие импульса.

¹ Составлено по статье J. Ottenheimer „Les explosious marines“, помещенной в журнале „Le Genie Civil“ за 1929 г., pp. 273—276, 295—298.

² См. главу „Under Water Protection“ из книги „Architecture and Workshop Construction“, американское издание коллектива авторов.

Образующиеся при взрыве газы приводят в движение жидкую массу, перемещающуюся с некоторой скоростью и могущую при некоторых условиях вызвать значительные материальные эффекты. Заметим, что действие водяного удара может иметь место только после действия волны давления, так как жидкая масса перемещается со скоростью меньшей скорости звука.

Действие водяного удара на корабельный корпус можно представить себе как удар одной массы о другую, причем при рассмотрении корабля как твердого тела это сведется к мгновенному сообщению ему некоторой скорости, т. е. будет аналогично действию импульса; при рассмотрении же усилий, возникающих в корабельном корпусе, удар об упругое тело не вызовет в месте удара бесконечно больших напряжений, как это имеет место в случае действия импульса.

При рассмотрении явления водяного удара нужно различать два случая.

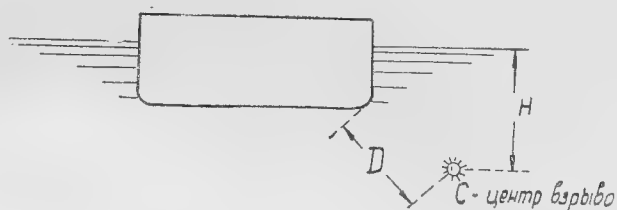


Рис. 1.

Если $H < D$, то находящаяся в движении масса воды дойдет до свободного уровня воды прежде, чем достигнет корпуса. Эта масса, находясь в воздухе, образуя зону меньшего сопротивления, направляется предпочтительно наружу, образуя снопы воды. Если же $H > D$, то зоной меньшего сопротивления будет корпус, и действие жидкой массы концентрируется в этом направлении.

Вследствие этого при $H < D$ влияние водяного удара будет не особенно велико; если же $H > D$, это действие присоединяется к действию волны давления, и так как оно действует на уже колеблющийся корпус, то мы наблюдаем значительное увеличение разрушающих действий. Таким образом ясно преимущество производства подводных взрывов на достаточно большом погружении.¹

Вышеизложенного достаточно для вывода о невозможности в настоящее время предвычислить величину усилия, действующего на корпус корабля при подводном взрыве; к определению этой величины можно подойти косвенным путем на основе изучения изменения скорости корабля после взрыва и исследования величин остаточных деформаций в зоне вторичных повреждений.

Поэтому в настоящей работе мы вынуждены ограничиться качественным рассмотрением деформаций, появляющихся в корабельном корпусе при действии на него подводного взрыва, и разработкой методики сравнительных расчетов на «равнопрочность» для поврежденных и неповрежденных сечений корпуса, дающих возможность выяснить те недочеты конструкции, которые делают возможным появление зон вторичных повреждений.

¹ См. статью J. Ottenheimer.

Разработанная методика расчёта может быть непосредственно применена к проектированию „равнопрочного“ корпуса, коль скоро будет известен закон изменения по длине корабля внутренних усилий, действующих в его поперечных сечениях.

§ 4. Вызываемые действием подводного взрыва деформации корпуса и влияние каждой из них на образование гофров

Разлагая вектор усилия, прикладываемого при подводном взрыве к кораблю, по трем направлениям: вертикали, поперек корабля и вдоль корабля, и замечая, что это усилие действует на один из бортов корабля, мы можем заключить, что появятся следующие виды деформаций:

- а) статический изгиб в вертикальной плоскости,
- б) поперечная вибрация „ „ „
- в) статический изгиб в горизонтальной плоскости,
- г) поперечная вибрация „ „ „
- д) статическое кручение и крутильные колебания,
- е) продольные колебания.

Следует заметить, что так как корабль является балкой переменного сечения, то все эти деформации будут связанными.

Рассмотрим все эти деформации и их влияние на образование гофров.

а) Статический изгиб в вертикальной плоскости получается от вертикальной составляющей усилия, прикладываемого при подводном взрыве к кораблю. Это усилие (импульс) вызывает килевую качку корабля и а priori очевидно, что в первый период времени в палубе должны появиться сжимающие напряжения.

Сжимающие напряжения в палубе могут вызвать явление сложного изгиба или потерю устойчивости листами палубного настила, т. е. образование гофров.

Определение величины дополнительного изгибающего момента сопряжено с непреодолимыми в настоящее время трудностями, так как неизвестны вызывающие его усилия, но все же можно показать, что он, вообще говоря, будет незначителен.

Если принять, что сопротивление воды при малых колебаниях корабля пропорционально первой степени абсолютной скорости, то общее выражение для интенсивности поперечной нагрузки, действующей на корабль при качке на тихой воде, можно написать в виде:

$$q = -\Delta y (\xi + x\psi) - \frac{Y}{g} (\ddot{\xi} + x\ddot{\psi}) - k y (\xi + x\psi), \quad (1)$$

где:

- Δ — плотность воды;
- y — ширина корабля по ватерлинии;
- Y — суммарная ордината веса и присоединенной массы воды;
- g — ускорение силы тяжести;
- k — коэффициент сопротивления;
- x — отстояние рассматриваемого поперечного сечения от центра инерции корабля, считаемое положительным при отсчете в нос;
- ξ — вертикальное перемещение центра инерции корабля от положения равновесия на тихой воде, считаемое положительным при увеличении осадки;
- ψ — угол диферента, положительный при увеличении осадки носом.

Начало координат помещено в центре инерции корабля, и оси расположены так, как это показано на рис. 2.

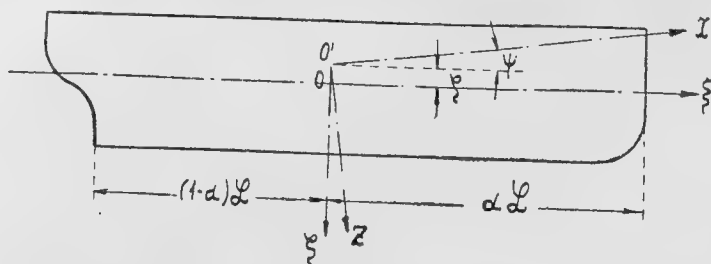


Рис. 2.

Дифференциальные уравнения всплытия и килевой качки могут быть получены из условий равенства нулю на конце корабля перерезывающей силы и изгибающего момента:

$$\int_{-(1-\alpha)L}^{\alpha L} q dx = 0; \int_{-(1-\alpha)L}^{\alpha L} \int_{-(1-\alpha)L}^x q dx dx = 0.$$

Преобразуя второе уравнение интегрированием по частям и используя первое, нетрудно привести эту систему к виду:

$$\int_{-(1-\alpha)L}^{\alpha L} q dx = 0; \int_{-(1-\alpha)L}^{\alpha L} x q dx = 0. \quad (2)$$

Рассмотрим частный случай симметричного судна, для которого $y = Bf(x)$; $Y = Y_0 f(x)$; $f(x) = f(-x)$.

Отступления от симметрии в обводе ватерлинии у реальных кораблей могут считаться не особенно значительными, что же касается предположения об изменяемости кривой нагрузки по закону изменения ширины корабля по ватерлинии, то в его оправдание может быть приведено следующее соображение: нагрузка корабля в оконечностях более значительна, чем это следовало бы ожидать по закону изменения ширины корабля, но присоединенная масса воды распределяется по длине корабля пропорционально квадратам его ширины по действующей ватерлинии. Поэтому суммарная нагрузка может приближенно считаться распределенной по длине корабля по закону изменения его ширины.

Выражение (1) может быть переписано в виде:

$$q = -f(x) \left[\frac{Y_0}{g} \ddot{\xi} + kB \ddot{\xi} + \Delta B \ddot{\xi} \right] - x f(x) \left[\frac{Y_0}{g} \ddot{\psi} + kB \ddot{\psi} + \Delta B \ddot{\psi} \right], \quad (3)$$

а уравнения (2) — в виде $\left(\alpha = \frac{1}{2} \right)$

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} q dx = 0; \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} x q dx = 0. \quad (4)$$

Подставляя (3) и (4) и используя четность функции $f(x)$, получим дифференциальные уравнения всплытия и килевой качки:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Y_0}{g} \ddot{\xi} + k B \xi + \Delta B \xi &= 0 \\ \frac{Y_0}{g} \ddot{\psi} + k B \psi + \Delta B \psi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Подставляя (5) в (3), найдем

$$q=0,$$

т. е. при качке корабля на тихой воде под влиянием импульса дополнительная перерезывающая сила и дополнительный изгибающий момент равны нулю в каждом сечении корабля.

У реального корабля дополнительный изгибающий момент, конечно, не будет равен нулю, но произведенное исследование дает нам право заключить, что он будет вообще мал и, следовательно, его можно не учитывать.

В заключение следует заметить, что при подбрасывании носа корабля при подводном взрыве может иметь место дополнительное сжатие палубы в кормовой оконечности вследствие значительного сопротивления погружению кормовой части, что может иметь место на эсминцах и будет способствовать образованию гофров. Этот вопрос требует специального рассмотрения.

б) В актах боевых повреждений не имеется указаний на возникновение при действии на корабль подводного взрыва поперечной вибрации.

Возникающие под влиянием импульса поперечные колебания быстро затухают и могли быть в боевой обстановке не замечены. Поэтому необходимо показать, что даже при значительной вибрации, которая едва ли могла остаться незамеченной, дополнительные напряжения будут незначительны.

Чтобы это показать, рассмотрим, например, связь между максимальной стрелкой прогиба и максимальным изгибающим моментом для свободно опертой балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой. Имеем:

$$f = \frac{5}{384} \frac{ql^4}{EI}; \quad M = \frac{ql^2}{8},$$

откуда следует:

$$M = \frac{48}{5} \frac{EI}{l^2} f. \quad (*)$$

Если взять идеальный двутавровый профиль высотой h с поясками площадью s каждый, то для него:

$$I = \frac{sh^2}{2}; \quad W = sh$$

или

$$W = \frac{2I}{h}.$$

Воспользовавшись выражением (*), без труда найдем

$$\sigma = 4,8 E \frac{h}{l} \cdot \frac{f}{l}.$$

Полагая для корабля

$$E = 1,8 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2; \quad \frac{h}{l} = \frac{1}{12},$$

получим:

$$\sigma = 0,72 \cdot 10^6 \frac{f}{l} \text{ кг/см}^2.$$

Для корабля класса эсминца сильная вибрация имеет амплитуду, измеряемую миллиметрами и даже их долями. Если принять, что f измеряется в миллиметрах, а $l = 120 \text{ м} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ мм}$, то напряжение определится по формуле

$$\sigma = 6f \text{ кг/см}^2.$$

Из полученной формулы видно, что дополнительные напряжения от вибрации не могут быть велики.

Необходимо отметить, что при высших тонах колебаний зависимость напряжений от амплитуды формы колебаний будет усилена, но сама амплитуда будет только сравнительно небольшой частью, наблюдаемой при вибрации суммарной амплитуды.

в) Статический изгиб в горизонтальной плоскости вызывает напряжения сжатия на борту, противоположном тому, где произошел взрыв, что влечет за собой увеличение гофров; это влияние изгиба в горизонтальной плоскости можно проверить на примере ряда аварийных кораблей.

Поскольку мы не имеем возможности оценить величину усилия, вызывающего горизонтальный изгиб, и, кроме того, эта деформация только осложняет явление появления гофров, а не вызывает его, мы считаем возможным изгиба в горизонтальной плоскости не рассматривать.

г) В отношении поперечной вибрации корабля в горизонтальной плоскости можно сделать те же заключения, что и в отношении вибрации корабля в вертикальной плоскости.

д) Статическое кручение и крутильные колебания у кораблей рассматриваемого типа не могут достигать сколь-нибудь значительных размеров, так как они обладают большой жесткостью по отношению к кручению; поэтому эти явления рассматривать не нужно.

Кручение осложняет явление образования гофров, искажая первоначально плоские поперечные сечения; это видно на примере ряда аварийных кораблей.

е) Продольные колебания вызывают появление значительных продольных усилий и являются основной причиной появления гофров. Это подтверждается тем обстоятельством, что гофры захватывают значительную часть периметра поперечного сечения.

§ 5. Продольные колебания

Если поставить себе задачей полное исследование продольных колебаний, то корабль нужно рассматривать как весомый стержень переменного сечения, нагруженный отдельными сосредоточенными

массами (механизмы, артиллерийские установки и т. д.). Заметим, что у такого стержня продольные колебания всегда будут связаны с поперечными.

Решение подобной задачи даже при известных внешних силах представляет почти непреодолимые трудности: во-первых, очень сложна конструктивно связь сосредоточенных масс с корпусом, и, во-вторых, получающиеся для определения продольной силы ряды сходятся чрезвычайно медленно.

Например, для определения продольной силы при продольных колебаниях призматического стержня под действием импульса I приходится суммировать ряд

$$S = -\frac{2I}{l} \sqrt{\frac{EF}{m}} \sum \sin \frac{n\pi x}{l} \sin \frac{h\pi}{l} \sqrt{\frac{EF}{m}} t;$$

очевидно, что непосредственное суммирование такого ряда практически невыполнимо.

Необходимо отметить, что если для определения частот можно с успехом пользоваться приближенными методами (например, методом Ritz), то для определения продольной силы эти методы практически ничего не дадут из-за крайне медленной сходимости получающихся рядов.

Определение внутренних усилий в функции от внешних сил нас в настоящей работе не интересует, так как внешние усилия неизвестны, но представляло бы значительный интерес получение закона изменения продольной силы вдоль корабля, ибо это позволило бы заметить схему проектирования „равнопрочного“ корпуса.

Выше было уже указано, что получение такой зависимости расчетным путем представляет значительные трудности, и, повидимому, к решению этого вопроса в будущем нужно будет подойти экспериментально, исследуя продольные колебания призматического стержня. Такой подход позволит получить некоторую эмпирическую кривую, которую и можно будет принять за закон изменения продольной силы вдоль корабля при расчете его корпуса на „равнопрочность“; в настоящей работе такая кривая строится приближенно на основе элементарных соображений.

В дальнейшем мы ограничимся рассмотрением одного элементарного примера, который позволит нам сделать ряд заключений о влиянии тех или иных факторов на величину продольной силы.

Выделим некоторый участок корпуса жесткостью C и заменим носовую и кормовую части приведенными массами αM и βM соответственно; M — масса всего корабля.

До подводного взрыва эта система двигалась поступательно со скоростью v , после же взрыва — со скоростью v_1 , т. е. к носовой массе αM был при взрыве приложен импульс

$$I = M(v_1 - v),$$

сообщивший ей дополнительную скорость

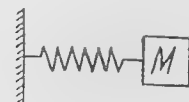
$$v = \frac{I}{\alpha M} = \frac{v_1 - v}{\alpha}$$

и вызвавший упругие колебания.

Таким образом, мы приходим к рассмотрению задачи о колебаниях системы двух тел при начальных условиях: при $t=0$

$$u_1=0; \quad \dot{u}_1=v; \quad u_2=0; \quad \dot{u}_2=v + \frac{v_1-v}{\alpha} = \frac{v-(1-\alpha)v}{\alpha}. \quad (1)$$

Дифференциальные уравнения колебаний имеют вид



$$\left. \begin{aligned} \beta M \ddot{u}_1 &= c(u_2 - u_1), \\ \alpha M \ddot{u}_2 &= c(u_1 - u_2). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Рис. 3.

Умножая первое уравнение на α , второе на β и вычитая из второго первое, получим

$$\alpha\beta M (\ddot{u}_2 - \ddot{u}_1) = -c(\alpha + \beta)(u_2 - u_1),$$

откуда нетрудно получить:

$$u_2 - u_1 = A \sin(\omega t + \varepsilon), \quad (3)$$

где

$$\omega^2 = \frac{c}{M} \frac{\alpha + \beta}{\alpha\beta}. \quad (4)$$

Подчиняя выражение (3) начальным условиям (1), получим

$$A \sin \varepsilon = 0; \quad A\omega \cos \varepsilon = \frac{v_1 - v}{\alpha},$$

откуда следует

$$A = \frac{v_1 - v}{\alpha \omega} = (v_1 - v) \sqrt{\frac{\beta}{\alpha(\alpha + \beta)}} \sqrt{\frac{M}{l}}.$$

Продольная сила, действующая в упругом участке, определится по формуле:

$$S = c(u_2 - u_1) = (v_1 - v) \sqrt{\frac{\beta}{\alpha(\alpha + \beta)}} \sqrt{Mc} \sin \omega t. \quad (5)$$

Замечая, что жесткость c связана с размерами упругой связи соотношением

$$c = \frac{EF}{l}, \quad (6)$$

легко получить следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} S_{\max} &= (v_1 - v) \sqrt{M \frac{EF}{l}} \Phi(\alpha, \beta) \\ \sigma_{\max} &= (v_1 - v) \sqrt{\frac{ME}{Fl}} \Phi(\alpha, \beta) \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где

$$\Phi(\alpha, \beta) = \sqrt{\frac{\beta}{\alpha(\alpha + \beta)}}. \quad (8)$$

Если ввести в рассмотрение вместо изменения скорости импульс

$$v_1 - v = \frac{I}{M},$$

то формулы (7) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} S_{\max} &= I \sqrt{\frac{EF}{Ml}} \Phi(\alpha, \beta) \\ \sigma_{\max} &= I \sqrt{\frac{E}{MFl}} \Phi(\alpha, \beta) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Из рассмотрения формул (9) следует интересный вывод: при одинаковых условиях подводного взрыва напряжения в корпусе от продольной силы будут тем меньше, чем больше было водоизмещение корабля в момент взрыва.

Физически это понятно, так как при большой массе действующим усилиям приходится преодолеть большую инерцию и меньшая часть их вызывает упругие деформации.

Попробуем теперь разобраться в вопросе о том, как влияют на величину напряжения местные изменения площадей поперечного сечения эквивалентного бруса.

Предположим, что вместо одного участка жесткостью C у нас имеется два с жесткостями C_0 и C_1 . Эти два участка можно заменить одним фиктивным с жесткостью

$$C = \frac{C_0 C_1}{C_0 + C_1}. \quad (10)$$

Эту формулу можно получить следующим образом.

Пусть P есть продольная сила, действующая в составной пружине, конечно, одинаковая в обеих пружинах. Тогда удлинение пружины u найдется по формуле

$$u = \frac{P}{C} = \frac{P}{C_0} + \frac{P}{C_1},$$

откуда и следует формула (10).

Чтобы связать жесткость C с размерами упругого участка, предположим, что F есть первоначальная площадь поперечного сечения эквивалентного бруса, l — длина всего упругого участка, на участке εl площадь поперечного сечения оставлена прежней, а на участке $(1 - \varepsilon)l$ сделана равной ψF .

В этом случае формула (10) примет вид

$$C = \frac{EF}{l} \frac{\psi}{1 + \varepsilon(\psi - 1)}. \quad (11)$$

Обозначим через σ_m значение максимального напряжения в первоначальном упругом участке, σ_m' — значение максимального напряжения в той части составного упругого участка, где площадь поперечного сечения осталась прежней, σ_m'' — значение максимального напряжения в этой части составного участка, где площадь изменена.

На основании формул (7) или (9) нетрудно получить:

$$\frac{\sigma_m'}{\sigma_m} = \sqrt{\frac{\psi}{1 + \varepsilon(\psi - 1)}} = \Omega(\varepsilon, \psi) < 1 \text{ при } \psi < 1 \quad (12)$$

$$\frac{\sigma_m''}{\sigma_m} = \sqrt{\frac{1}{\psi[1 + \varepsilon(\psi - 1)]}} = \Omega(\varepsilon, \psi) < 1 \text{ при } \psi > 1. \quad (13)$$

Формула (12) позволяет непосредственно сделать заключение о том, что при уменьшении площади поперечного сечения на части упругого участка, наибольшие напряжения в части с неизменной площадью уменьшаются, на основании же формулы (13) можно заключить, что при увеличении площади поперечного сечения на части упругого участка, напряжения в этой его части падают.

Для полного анализа нам надо выяснить, как изменяются напряжения в участке с первоначальной площадью поперечного сечения при усилении площади поперечного сечения на части упругого участка и как изменяются напряжения в ослабленном участке при частичном ослаблении упругого участка; для этого ниже приводятся таблицы значений функции $\Omega_0(\varepsilon, \psi)$ при $\psi > 1$ и функции $\Omega_1(\varepsilon, \psi)$ при $\psi < 1$.

Таблица значений функции $\Omega(\varepsilon, \psi)$

$\varepsilon \backslash \psi$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0
0,00	1,000	1,049	1,095	1,140	1,225	1,414	1,733	2,237	3,162
0,05	1,000	1,045	1,090	1,131	1,209	1,380	1,652	2,042	2,628
0,10	1,000	1,043	1,084	1,123	1,195	1,348	1,581	1,890	2,295
0,15	1,000	1,041	1,079	1,115	1,181	1,319	1,549	1,768	2,063
0,20	1,000	1,038	1,074	1,107	1,168	1,290	1,464	1,666	1,925
0,25	1,000	1,035	1,069	1,100	1,155	1,265	1,414	1,582	1,750

Таблица значений функции $\Omega_1(\varepsilon, \psi)$

$\varepsilon \backslash \psi$	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
1,00	1,000	1,250	1,429	1,678	2,000	2,500	3,333	5,000	10,000
0,95	1,000	1,233	1,392	1,597	1,864	2,227	2,721	3,371	4,085
0,90	1,000	1,245	1,359	1,536	1,755	2,025	2,350	2,712	3,017
0,85	1,000	1,201	1,318	1,481	1,662	1,871	2,104	2,330	2,518
0,80	1,000	1,190	1,300	1,431	1,581	1,746	1,919	2,078	2,193
0,75	1,000	1,170	1,273	1,387	1,511	1,645	1,775	1,890	1,970

На основании таблицы значений $\Omega_0(\varepsilon, \psi)$ нужно сделать вывод, что при частичном усилении упругого участка напряжения на участке с прежней площадью поперечного сечения несколько возрастут; подобный случай мы будем иметь при подкреплении аварийных участков.

На основании таблицы значений $\Omega_1(\varepsilon, \psi)$ нужно сделать вывод, что при частичном ослаблении упругого участка напряжения в нем возрастает несколько медленнее, чем это следовало бы исходя только из уменьшения площади поперечного сечения; подобный случай мы будем иметь в аварийном участке при потере устойчивости продольными связями или сложном изгибе.

Покажем теперь, что наличие на корабле отдельных сосредоточенных масс не может вызвать значительных изменений в величине продольной силы; для этого достаточно заметить, что в рассмотренном выше примере продольная сила в пружине равна силе инерции любой из масс.

Предположим, что какая-то из этих масс распределена по некоторой длине, и нам нужно знать величину продольной силы, действующей в некотором сечении этой массы. Очевидно, что это значение продольной силы будет отличаться от значения продольной силы в пружине на величину силы инерции части массы, находящейся между сечением и пружиной.

Поскольку величина любой сосредоточенной массы на кораблях класса эсминцев мала по сравнению с массой βM или αM , то и изменение величины продольной силы должно быть незначительным.

Отсюда следует вывод, что объяснять появление зон "вторичных" повреждений неравномерностью в распределении масс нельзя: их появление может быть объяснено только значительными местными изменениями площадей поперечного сечения (зона 133—138-го шпангоутов на кораблях проекта 7), или же изменением системы набора и падением вследствие этого эйлеровой нагрузки поперечного сечения (зона в корму от 173—175-го шпангоутов на кораблях проектов 7 и 7-у).

Остановимся теперь на анализе функции $\Phi(\alpha, \beta)_1$, который даст нам возможность составить представление о законе изменения максимального значения продольной силы вдоль корабля.

Раньше всего следует заметить, что

$$\Phi(0, \beta) = \infty; \quad \Phi(\alpha, 0) = 0.$$

Значение $\alpha = 0$ соответствует крайнему правому сечению корабля, значение $\beta = 0$ — крайнему левому.

Чтобы составить себе самое грубое представление об изменении продольной силы по длине корабля, предположим, что корабль можно разбить на участки равной жесткости, а части его вне этого участка рассматривать как абсолютно жесткие с равномерно распределенной по длине массой.

Тогда, располагая начало координат на корме и вводя в рассмотрение относительную абсциссу поперечного сечения $\xi = \frac{x}{L}$, очевидно, будем иметь

$$\beta = \xi; \quad \alpha = 1 - \xi,$$

т. е.

$$\Phi(\alpha, \beta) = \Phi_0(\xi) = \sqrt{\frac{\xi}{1 - \xi}}. \quad (14)$$

Функция $\Phi_0(\xi)$ должна довольно верно давать закон изменения продольной силы по длине корабля, особенно на участках, не особенно близких к корме, ибо, хотя погонная масса в носу корабля и уменьшается, но там увеличиваются перемещения, так что выражение для коэффициента α может быть довольно близко к приведенному выше. Что касается коэффициента β , то для случая свободного стержня он должен был бы быть меньше, чем это было определено выше, но в действительности в кормовой оконечности (особенно у судов с транцевой кормой) надо присовокупить еще некоторую присоединенную массу воды, что увеличит значение β .

Поэтому можно было бы приближенно принять

$$\alpha = 1 - \xi; \quad \beta = \xi + \xi_0,$$

где ξ_0 нужно определить либо путем эксперимента, либо же путем сравнительного расчета для зон вторичных повреждений на различных участках корабля. Тогда за приближенное выражение для закона изменения продольной силы по длине корабля можно принять следующее:

$$\Phi(\alpha, \beta) = \Phi(\xi, \xi_0) = \sqrt{\frac{\xi + \xi_0}{(1 - \xi)(1 + \xi_0)}}. \quad (15)$$

Если принять $\beta = \infty$, то мы придем к задаче о колебании массы αM на пружине жесткостью C , второй конец которой неподвижно закреплен. Полагая, кроме того, $\alpha = 1 - \xi$, получим

$$\Phi(\alpha, \beta) = \Phi_1(\xi) = \sqrt{\frac{1}{1 - \xi}}. \quad (16)$$

Очевидно, что

$$\Phi_0(\xi) \leq \Phi(\xi, \xi_0) \leq \Phi_1(\xi) \text{ при } 0 \leq \xi_0 \leq \infty. \quad (17)$$

Значения функций $\Phi_0(\xi)$, $\Phi(\xi, \xi_0)$ и $\Phi_1(\xi)$ для нескольких значений ξ_0 приведены в таблице. Заметим, что $\Phi_0(\xi) = \Phi(\xi, 0)$; $\Phi_1(\xi) = \Phi(\xi, \infty)$.

ξ	$\Phi(\xi; 0)$	$\Phi(\xi; 0,02)$	$\Phi(\xi; 0,05)$	$\Phi(\xi; 0,1)$	$\Phi(\xi; 0,2)$	$\Phi(\xi; 0,5)$	$\Phi(\xi; \infty)$
0,0	0,00	0,14	0,22	0,30	0,41	0,58	1,00
0,1	0,33	0,36	0,40	0,45	0,53	0,66	1,05
0,2	0,50	0,52	0,55	0,58	0,65	0,76	1,12
0,3	0,66	0,66	0,69	0,72	0,77	0,87	1,20
0,4	0,82	0,83	0,85	0,87	0,91	1,00	1,29
0,5	1,00	1,01	1,03	1,05	1,08	1,16	1,41
0,6	1,22	1,23	1,24	1,26	1,29	1,35	1,58
0,7	1,53	1,53	1,54	1,56	1,58	1,63	1,83
0,8	2,00	2,00	2,00	2,02	2,00	2,08	2,24
0,9	3,00	3,00	3,00	3,00	3,03	3,06	3,17
1,0	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞

Произведенные в настоящем параграфе исследования позволяют сделать следующие заключения:

а) При одинаковых условиях подводного взрыва напряжения от продольной силы у данного корабля будут уменьшаться с увеличением его водоизмещения и с сосредоточением в носовой оконечности возможно больших масс.

б) Наличие на корабле сосредоточенных масс не может вызвать значительного скачка в величине продольной силы.

в) Частичное увеличение жесткости корпуса (при прочих одинаковых условиях) увеличивает напряжения в неподкрепленной части и уменьшает в подкрепленной.

г) Частичное уменьшение жесткости корпуса уменьшает напряжение в неослабленной части его и увеличивает в ослабленной, но в меньшей степени, чем это следовало бы ожидать, исходя из уменьшения площади поперечного сечения.

д) Функция $\Phi(\xi; \xi_0)$, определяемая зависимостью (15), может быть принята в качестве приближенного закона изменения продольной силы по длине корабля, причем постоянная ξ_0 должна быть определена экспериментально или на основе сравнительных расчетов для аварийных кораблей.

е) Появление зон вторичных повреждений является следствием либо резкого изменения площади поперечного сечения эквивалентного бруса, либо следствием изменения системы набора и связанного с ним изменения эйлеровой нагрузки продольных связей.

§ 6. Методика расчета корпуса на „равнопрочность“ при действии продольной силы

Произведенные выше исследования с полной очевидностью показали, что в настоящее время мы не можем определить тех усилий, которые действуют на корабль при подводном взрыве, а следовательно, нет и особой необходимости „точно“ определять внутренние усилия, возникающие под влиянием неизвестных внешних.

На основании соображений, приведенных в пунктах „а“ и „е“ § 4, мы будем рассчитывать корпус только на действие продольной силы, приложенной в центре тяжести нередуцированного сечения эквивалентного бруса (если расчет ведется на заданную силу), или же считать ее действующей по прямой, соединяющей центры тяжести нередуцированных сечений эквивалентного бруса непосредственно перед началом зоны вторичного повреждения и после нее.

Образование гофров, т. е. появление остаточных деформаций в листах обшивки, может произойти либо при переходе суммарных напряжений в листах от местного изгиба и продольной силы за предел текучести при изгибе, либо при переходе за предел текучести напряжений в жестких связях. Местные напряжения от изгиба появятся либо вследствие начальной погни листов, либо после потери устойчивости первоначально листами, когда у них образуется синусоидальная погни.

Поэтому „предельным“ значением продольной силы T , приложенной указанным выше способом, будем считать то ее значение, при котором достигается либо предел текучести в пластине (суммарные напряжения достигают предела текучести при изгибе σ_T'), либо предел текучести в жестких связях (нормальные напряжения достигают предела текучести при растяжении, сжатии).

Будем под „равнопрочностью“ различных поперечных сечений корпуса понимать условие одновременного появления в них остаточных деформаций, когда действующие в этих сечениях силы связаны соотношением, даваемым функцией $\Phi(\xi; \xi_0)$ или иной более точной зависимостью.

При исследовании вопроса о мероприятиях по устранению конструктивных причин появления зон вторичных повреждений на кораблях проектов 7 и 7-у нам нужно произвести сравнительные расчеты на равнопрочность для смежных неповрежденных и поврежденных сечений эквивалентного бруса. Определив „предельное“ значение продольной силы из условия отсутствия в неповрежденном сечении остаточных деформаций, мы должны будем изменить элементы эквивалентного бруса в поврежденном сечении таким образом, чтобы при действии определенной выше продольной силы в нем было соблюдено условие отсутствия остаточных деформаций.

При проектировании „равнопрочного“ корпуса (если неизвестны внешние силы) надо определить „предельное“ значение продольной силы для какого-либо „эталонного“ сечения эквивалентного бруса и, считая величины продольных сил связанными некоторым известным соотношением (функцией $\Phi(\xi, \xi_0)$ или иным, более точным), проверить соблюдение условий отсутствия в остальных поперечных сечениях остаточных деформаций; во всяком случае, не следует пренебрегать производством указанных выше сравнительных расчетов в местах резкого изменения жесткости корпуса или системы набора.

Прежде чем излагать схему расчета на „равнопрочность“, приведем все необходимые нам расчетные формулы; во всем дальнейшем будем считать сжимающие напряжения положительными.

Если пластина имеет начальную погибь¹

$$v_0 = \pm b \sin \frac{\pi z}{l} + \frac{c}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l} \right), \quad (1)$$

то стрелка прогиба от изгиба определится по формуле

$$v = \pm b \frac{\alpha}{1-\alpha} \sin \frac{\pi z}{l} + \frac{c}{2} \frac{\frac{\alpha}{4}}{1-\frac{\alpha}{4}} \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l} \right), \quad (2)$$

и для суммарных напряжений в середине пролета (где они арифметически суммируются) нетрудно получить следующее выражение

$$\sigma_{\text{сум}} = P_3 \alpha \left[1 + 6 \left(\frac{b}{h} \frac{1}{1-\alpha} + \frac{1}{2} \frac{c}{h} \frac{1}{1-\frac{\alpha}{4}} \right) \right], \quad (3)$$

где

$$\alpha = \frac{p}{p_3},$$

p — цепное напряжение в пластине,

$$p_3 = \frac{D\pi^2}{hl^2} = 200 \left(\frac{100h}{l} \right)^2 \text{ — эйлерово напряжение в пластине.}$$

¹ С затрагиваемыми ниже вопросами можно ознакомиться по книге проф. П. Ф. Папковича, Строительная механика корабля, ч. 2, гл. I, 1940 г.

Напряжения в жестких связях, связанных с пластиной, определяются по формуле:

$$m = \alpha + 3(1 - \sigma^2) \left\{ \left(\frac{b}{h} \right)^2 \frac{1}{(1 - \alpha)^2} - \left(\frac{b}{h} \right)^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{c}{h} \right)^2 \frac{1}{\left(1 - \frac{\alpha}{4} \right)^2} - \left(\frac{c}{h} \right)^2 \right\}, \quad (4)$$

где

$$m = \frac{p_{ж.с.}}{p_a}.$$

Если пластина начальной синусоидальной погиби не имеет, то суммарные напряжения в пластине и напряжения в жестких связях при $\alpha < 1$ определяются по формулам (3) и (4) соответственно, в которых надо положить $b = 0$.

При $\alpha \geq 1$ неразрезная пластина потеряет устойчивость, и ее стрелка прогиба будет определяться выражением

$$v_1 = a \sin \frac{\pi z}{l} + \frac{c}{6} \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l} \right), \quad (5)$$

где a должно быть определено из условия равенства абсолютной деформации распор и сближения опорных сечений пластины от деформации нейтральной оси и изгиба, коэффициент же при косинусоидальной погиби получен из коэффициента при втором числе выражения (2), в котором положено $\alpha = 1$.

Суммарные напряжения в пластине после потери устойчивости определяются по формуле:

$$\sigma_{\text{сум}} = p_a \left[1 + \frac{6}{h} \left(a + \frac{2}{3} c \right) \right] \quad (6)$$

для определения же напряжений в жестких связях надо воспользоваться известным уравнением И. Г. Бубнова:

$$\frac{p_{ж.с.} l}{E} = \frac{p_a l}{E} + \frac{1}{2} \int_0^l [(v_1' + v_0')^2 - v_0'^2] dz,$$

которое по подстановке в него выражений (5) и (1) при $b = 0$ легко приводится к виду

$$m = 1 + 3(1 - \sigma^2) \left[\left(\frac{a}{h} \right)^2 + \frac{7}{9} \left(\frac{c}{h} \right)^2 \right]. \quad (7)$$

Формулы (3), (4), (6) и (7) будут положены в основу излагаемой ниже методики расчета корпуса на „равнопрочность“.

Попробуем теперь выяснить вопрос о том, в каких связях корпуса ранее достигается предел текучести; при этом будем через σ_t обозначать предел текучести в жестких связях, а через σ_t' — предел текучести при изгибе (для суммарных напряжений в гибких связях).

Следует особо остановиться на выборе предела текучести при изгибе σ_T' .

Поскольку мы рассматриваем предельное состояние, когда появляются остаточные деформации, т. е. образуется пластический шарнир, то мы можем воспользоваться одной из теорий пластичности, например, теорией Kuntze, согласно которой мгновенное образование пластического шарнира при изгибе прямоугольного профиля произойдет, когда наибольшее напряжение достигнет величины

$$\sigma_T' = \sqrt{2} \sigma_T = 1,42 \sigma_T; \quad (8)$$

эта теория дает очень хорошее совпадение с экспериментом.

Теория Kuntze принадлежит к одной из „новых“ теорий пластичности и интересна в том отношении, что вплоть до момента образования пластического шарнира позволяет применять к исследованию деформаций хорошо разработанные методы исследования равновесия упругих тел.¹

Повышение предела текучести при изгибе физически можно объяснить тем, что развитие пластических деформаций в наиболее напряженных волокнах тормозится наличием упругого напряженного состояния в смежных волокнах. Это обстоятельство было впервые замечено Майером в 1908 г. и на него можно найти указание в „Дополнительных статьях...“ И. Г. Бубнова.

При производстве расчетов мы будем принимать σ_T' согласно формуле (8).

Рассмотрим пластину, имеющую начальную синусоидальную погибь. Условием появления остаточных деформаций в пластине будет выполнение неравенства

$$m = \frac{\sigma_{\text{сум}}}{p_3} = \alpha + 6 \left[\frac{b}{h} \frac{\alpha}{1-\alpha} + \frac{1}{2} \frac{c}{h} \frac{\alpha}{1-\frac{\alpha}{4}} \right] \geq \frac{\sigma_T'}{p_3}, \quad (9)$$

условием же появления остаточных деформаций в жестких связях выполнение неравенства

$$m = \alpha + 3(1-\alpha^2) \left[\left(\frac{b}{h} \right)^2 \frac{1}{(1-\alpha)^2} - \left(\frac{b}{h} \right)^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{c}{h} \right)^2 \frac{1}{\left(1 - \frac{\alpha}{4} \right)^2} - \left(\frac{c}{h} \right)^2 \right] \geq \frac{\sigma_T}{p_3}. \quad (10)$$

Пусть знакам равенства соответствуют корни уравнений (9) и (10), равные соответственно $\alpha = \alpha_1$ и $\alpha = \alpha_2$. Тогда, если $\alpha_1 < \alpha_2$, то течение материала начнется сначала в пластине; если же $\alpha_1 > \alpha_2$, то течение материала начнется сначала в жестких связях.

В каждом отдельном случае этот вопрос может быть решен вычислением, теперь же постараемся разобраться в этом для некоторых частных случаев.

¹ См., например, Штаерман и Пиковский, Основы теории устойчивости строительных конструкций, стр. 51, 1939 г.

Если пластина имеет только начальную синусоидальную погнбь, то для такой пластины условием начала появления остаточных деформаций является

$$\frac{\sigma_T'}{p_3} = \alpha \left[1 + 6 \frac{b}{h} \frac{1}{1-\alpha} \right]; \quad (11)$$

напряжение в жестких связях определяется по формуле

$$\frac{p_{ж.с.}}{p_3} = \alpha \left[1 + 3(1-\sigma^2) \left(\frac{b}{h} \right)^2 \frac{2-\alpha}{(1-\alpha)^2} \right]. \quad (12)$$

Определяя отношение $\frac{b}{h}$ из выражения (11) и подставляя его в (12), получим, что напряжения предела текучести в пластине соответствуют напряжения в жестких связях, определяемые по формуле

$$\frac{p_{ж.с.}}{p_3} = \alpha \left[1 + \frac{1-\sigma^2}{12} \left(\frac{\sigma_T'}{\alpha p_3} - 1 \right)^2 (2-\alpha) \right]. \quad (13)$$

Обычно напряжения в жестких связях получаются выше предела текучести (отношение $\frac{b}{h}$ мало и α близко к единице).

Если начальной синусоидальной погнби не имеется, то достижение предела текучести в жесткой или гибкой связи может быть достигнуто либо до появления потери устойчивости, либо после.

Достижение предела текучести до потери устойчивости будет иметь место при выполнении одного из следующих неравенств, получающихся из (9) и (10) при $b=0$ и $\alpha=1$.

$$\left. \begin{aligned} 1 + 4 \frac{c}{h} &\geq \frac{\sigma_T'}{p_3} \\ 1 + \frac{7}{3}(1-\sigma^2) \left(\frac{c}{h} \right)^2 &\geq \frac{\sigma_T'}{p_3} \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

что бывает крайне редко.

После потери устойчивости течение материала в пластине начнется, когда стрелка синусоидальной погнби достигнет величины

$$a_1 = \left(\frac{\sigma_T'}{p_3} - 1 \right) \frac{h}{6} - \frac{2}{3} c, \quad (15)$$

что следует из формулы (6), а течение материала в жестких связях начнется, когда стрелка прогиба синусоидальной погнби достигнет величины

$$a_2 = h \sqrt{\frac{\frac{\sigma_T'}{p_3} - 1}{3(1-\sigma^2)} - \frac{7}{9} \left(\frac{c}{h} \right)^2}, \quad (16)$$

что следует из формулы (7).

При $a_2 < a_1$ течение материала начнется в жестких связях, а при $a_2 > a_1$ — в пластине. Обычно выполняется первое неравенство, что

становится очевидным при сравнении выражений (15) и (16) в случае отсутствия начальной погиби.

Таким образом мы пришли к заключению, что напряжения в жестких связях, вообще говоря, достигнут предела текучести ранее, чем суммарные напряжения в пластине.

Теперь нам остается найти связь между остаточными деформациями в жестких связях и элементами изгиба пластины, а также выяснить вопрос о том, каковы будут суммарные напряжения в пластине.

Пусть $\varepsilon_T = \frac{\sigma_T}{E}$ есть относительная деформация, соответствующая началу текучести, а ε — относительная деформация, соответствующая площадке текучести, т. е. происходящая без увеличения нагрузки. Тогда деформация жесткой связи, когда напряжения в ней достигнут предела текучести, будет определяться формулой

$$\Delta = \frac{\sigma_T l}{E} + \varepsilon l,$$

а не левой частью уравнения Бубнова.

Таким образом учет влияния остаточных деформаций в жестких связях на работу гибких пластин сводится к тому, что надо в выражении (4) заменить $p_{ж. с.}$ на $(\sigma_T + \varepsilon E)$, т. е. положить

$$m = \frac{\sigma_T}{p_{\partial}} + \frac{\varepsilon E}{p_{\partial}}, \quad (17)$$

и уравнение (4) примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_T}{p_{\partial}} + \frac{\varepsilon E}{p_{\partial}} = \alpha + 3(1 - \sigma^2) & \left[\left(\frac{b}{h} \right)^2 \frac{1}{(1 - \alpha)^2} - \left(\frac{b}{h} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \left(\frac{c}{h} \right)^2 \frac{1}{\left(1 - \frac{\alpha}{4} \right)^2} - \left(\frac{c}{h} \right)^2 \right], \end{aligned} \quad (18)$$

откуда, зная $\frac{b}{h}$ и $\frac{c}{h}$, можно определить α и затем по выражению (9) найти суммарные напряжения в пластине. Может случиться, что суммарные напряжения в пластине будут ниже предела текучести, так что, если отрезать прилегающие к жестким связям части пластины, в которых, очевидно, тоже был достигнут предел текучести, то оставшая часть пластины выпрямится.

Если пластина начальной синусоидальной погиби не имеет и корень уравнения (18) окажется более единицы, то надо считать $\alpha = 1$, причем стрелка синусоидального прогиба после потери устойчивости определится по формуле [см. формулу (16)]:

$$\alpha = h \sqrt{\frac{\frac{\sigma_T + \varepsilon E}{p_{\partial}} - 1}{3(1 - \sigma^2)} - \frac{7}{9} \left(\frac{c}{h} \right)^2}, \quad (19)$$

а суммарные напряжения в пластине — по формуле (6).

Методика расчета на равнопрочность сечений корпуса заключается в следующем.

1. Пользуясь приведенными выше формулами, определяем напряжения в жестких связях, соответствующие началу текучести в самой „слабой“ связи; обычно эти напряжения равны пределу текучести в жестких связях.

Этот расчет производится для сечения эквивалентного бруса непосредственно перед началом зоны вторичного повреждения и для сечения — непосредственно за концом зоны вторичного повреждения.

2. Вычисляем элементы эквивалентного бруса в этих же сечениях с учетом редуцированных коэффициентов. Для связей палубы этот коэффициент определяется непосредственно по формуле

$$\varphi = \frac{\alpha}{m},$$

где α есть корень уравнения (4), меньший или равный единице, или по формуле

$$\varphi = \frac{1}{m},$$

если корень уравнения (4) оказывается больше единицы, что возможно при $b=0$; для связей борта этот коэффициент приходится определять методом последовательных приближений.

Если e есть величина понижения центра тяжести нередуцированного сечения эквивалентного бруса, то величина продольной силы T определится из уравнения

$$\frac{Tey}{I} + \frac{T}{F} = p_{ж. с.}, \quad (20)$$

где y , I и F есть элементы редуцированного сечения при понятных обозначениях. Очевидно, что величина силы T , так же как и редуцированный коэффициент для связей борта, определяется методом последовательных приближений.

Величину силы T считаем изменяющейся в пределах зоны вторичного повреждения по линейному закону и действующей по прямой, соединяющей центры тяжести нередуцированных сечений непосредственно перед началом зоны вторичного повреждения и после нее.

3. Определив указанным выше способом „предельное“ значение продольной силы T для каждого сечения в пределах зоны вторичного повреждения, подкрепляем эти сечения таким образом, чтобы напряжения в самой слабой связи не превосходили предела текучести.

Этот расчет производится на основе приведенных выше расчетных формул и выполнен в приложении II к настоящей работе.

При проверке на равнопрочность всего корпуса расчет по пунктам 1 и 2 производится для некоторого „эталонного“ сечения и определяется указанным выше образом „предельное“ значение силы T , после чего, зная закон изменения величины продольной силы по длине корабля, определяют ее значение для ряда поперечных сечений, в которых производится проверка на равнопрочность. Сила T считается приложенной в центрах тяжести нередуцированных сечений.

§ 7. Заключительные замечания

Произведенные в настоящей работе исследования позволили разработать методику сравнительного расчета на равнопрочность корабельного корпуса в зоне вторичного повреждения и показали, что неравномерность распределения масс по длине корабля не может способствовать появлению гофров. Разработанная методика может быть полностью использована при проектировании равнопрочного корпуса.

При дальнейшей разработке вопроса о вторичных повреждениях необходимо:

а) изучить вопрос об усилиях, прикладываемых к корпусу корабля при подводном взрыве, и, в частности, дополнительное сжатие палубы в кормовой оконечности при подбрасывании носа корабля;

б) исследовать более детально, чем в настоящей работе, вопрос об изменении продольной силы по длине корабля.

Кроме непосредственного изучения вопроса о внешних усилиях полезно подойти к их определению косвенным путем, для чего необходимо:

в) накопить материал об изменениях скоростей кораблей при подводном взрыве;

г) исследовать остаточные деформации пластин и зависимость их от цепных напряжений, а также от сближения опор.

Наличие материала „в“ позволит подойти к вопросу об определении внешних усилий на основе изучения движения корабля как твердого тела, а наличие материала „г“ и „б“ позволит определить их на основе величин остаточных деформаций.

Для правильного определения редуционных коэффициентов необходимо:

д) произвести обследование построенных кораблей и выяснить возможные значения стрелок начальной погни их обшивки.

В заключение следует отметить, что было бы полезно:

е) исследовать сложный изгиб стержней под влиянием быстро изменяющихся продольных сил; с математической точки зрения эта задача представляет значительные трудности.

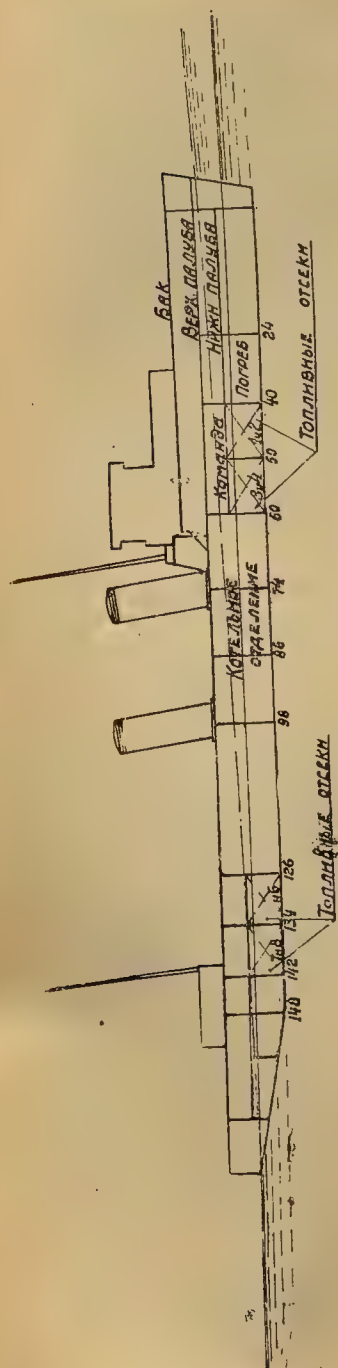


Рис. 1. Английский эскадренный миноносец „Hunter“.
Продольный разрез.

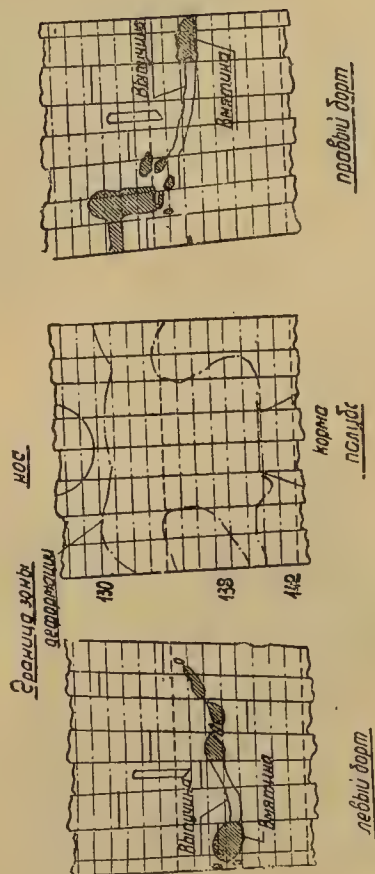


рис. 2. Вторичные повреждения палуб и наружной обшивки правого и левого бортов;
1—растяжка наружной обшивки левого борта; 2—настил верхней палубы;
3—растяжка наружной обшивки правого борта.

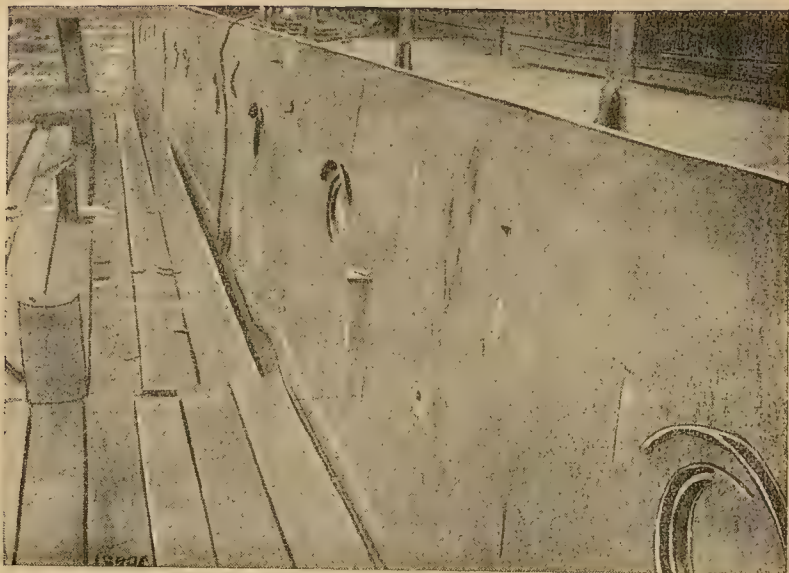


Рис. 3. Эскадренный миноносец КБФ „Страшный“ (Проект 7-у).
Участок наружной обшивки левого борта в районе 170—194-го
шпангоутов (см. на левый борт с кормы в нос). Видны заплатки на
пробоях от осколков авиабомб и заметны гофры в наружной обшивке
(максимальная глубина гофров—до 70 мм)



Рис. 4. Вмятины и гофры на участке наружной обшивки левого борта
между мортирой и килем (глубина вмятин—до 220 мм, высота гофров
до 100 мм). Снято под углом 30° к ДП (см. в нос).

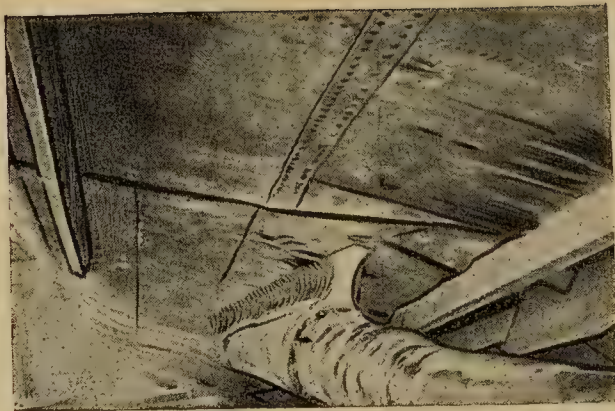


Рис. 5. Вмятины и гофры в том же районе, что и на рис. 4, но показанные на несколько большем районе. На рис. 4 и 5 видны временные короткие ребра жесткости, поставленные для обеспечения устойчивости обшивки на время перехода морем.

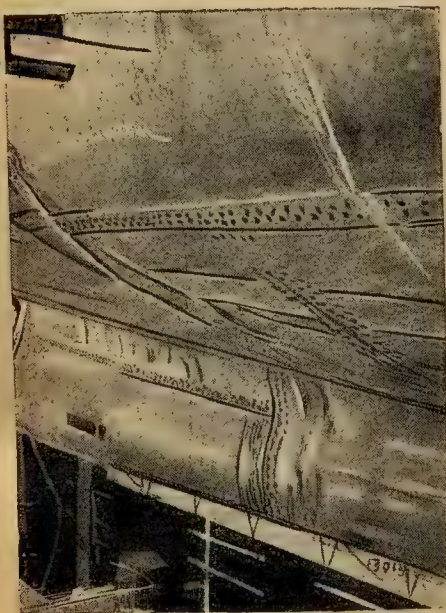


Рис. 6. Участок наружной обшивки правого борта в районе выкружки мортиры. Видны гофры на выкружке и в наружной обшивке (высота гофров—порядка 60—70 мм). Снято под углом 30° к ДП и горизонтально (см. в корму).



Рис. 7. Участок наружной обшивки подводной части левого борта между верхней и нижней палубами в районе 188-го шпангоута.

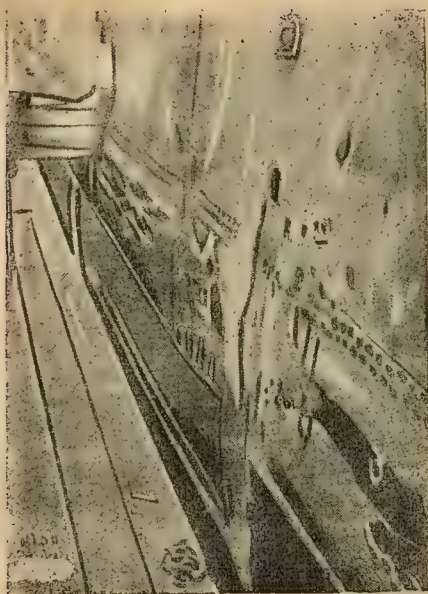


Рис. 8. Участок наружной обшивки правого борта между верхней и нижней палубами в районе 187—188-го шпангоутов на уровне НП, гофры высотой до 100 мм, выше НП вмятины глубиной до 60 мм. Снято под углом 30° к ДП и с наклоном вниз от горизонта (см. в корму).



Рис. 9. Участок наружной обшивки левого борта в районе 177-го шпангоута между верхней и нижней палубами (см. в нос). Видны вмятины глубиной около 80 мм и заплата на пробое от осколков авиабомб.



Рис. 10. Участок верхней палубы левого борта в районе 178—181-го шпангоутов. На 178-м шпангоуте лопнул стрингерный угольник и лист палубного стрингера ВП. Лист ширстрека в этом месте изогнут. Видны временные ребра жесткости. Снято под углом 60° к ДП (см. с кормы на левый борт).



Рис. 11. Участок ВП около ДП в районе 180—182-го шпангоутов. Вид с правого борта на левый. Заметны гофры на палубе и видны заплаты, поставленные в местах трещин настила, а также короткое ребро жесткости (№ 12), поставленное для обеспечения устойчивости ВП на время перехода морем.



Рис. 12. Участок нижней палубы в четвертом командном помещении в районе 190—194-го шпангоутов (см. с правого борта на левый). Видны вмятина и выпуклость около лаза в погреб № 3.

ПРИЛОЖЕНИЕ II

МЕРОПРИЯТИЯ ПО УСТРАНЕНИЮ КОНСТРУКТИВНЫХ ПРИЧИН ПОЯВЛЕНИЯ
ЗОН ВТОРИЧНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ КОРПУСА НА КОРАБЛЯХ
ПРОЕКТОВ 7 и 7-у

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Определение расчетной нагрузки для проверки прочности и подкрепления корпуса корабля в зоне вторичного повреждения производится на основе соображений, приведенных в § 6 настоящей работы.

Эти соображения сводятся к следующему.

Рассматриваются поперечные сечения корабля непосредственно перед началом зоны вторичного повреждения и после нее, которые загружаются сжимающими усилиями, приложенными в центре тяжести нередуцированного сечения. Эти усилия подбираются таким образом, чтобы напряжения в наиболее „слабой“ связи достигли предела текучести.

Такой наиболее „слабой“ связью могут оказаться либо пластины, либо жесткие связи, причем, так как в состав поперечного сечения входят связи с разными пределами текучести, то наиболее „слабой“ связью может оказаться не та, в которой получаются наибольшие напряжения.

Благодаря сопряжению в „жестких“ узлах связей с разными пределами текучести нам необходимо пользоваться понятием расчетного предела текучести, который определяется нижеуказанным образом; предполагается, что материал имеет резко выраженную площадку текучести.

Пусть F_1 есть площадь связи с пределом текучести σ_{T1} , а F_2 — площадь связи с пределом текучести σ_{T2} и пусть для определенности

$$\sigma_{T1} > \sigma_{T2}.$$

Тогда, если действующая на узел предельная сила достигнет величины

$$P_1 = \sigma_{T1} (F_1 + F_2),$$

то в связи F_1 начнется течение материала и при дальнейшем увеличении силы P связь будет воспринимать постоянную нагрузку

$$P_0 = \sigma_{T1} F_1,$$

разность же $(P - P_0)$ будет вызывать повышение напряжений в связи F_2 .

Появление остаточных деформаций в рассматриваемом узле начнется тогда, когда сила P достигнет величины P_2 , определенной из условия достижения предела текучести в связи, т. е. из уравнения

$$\frac{P_2 - P_0}{F_2} = \sigma_{T2},$$

откуда следует

$$P_2 = \sigma_{T1} F_1 + \sigma_{T2} F_2.$$

Расчетный предел текучести определяется выражением

$$\sigma_{T1 \text{ расч}} = \frac{\sigma_{T1} F_1 + \sigma_{T2} F_2}{F_1 + F_2}; \quad (1)$$

очевидно, что $\sigma_{T \text{ расч}}$ заключается между большим и меньшим из пределов текучести σ_{T1} и σ_{T2} .

Величина расчетного усилия для промежуточных поперечных сечений в зоне вторичного повреждения определяется в предположении, что продольная сила изменяется по линейному закону и действует по прямой, соединяющей центры тяжести нередуцированных сечений, в которых были определены два указанных выше предельных значения продольной силы.

Ввиду отсутствия данных о возможных значениях стрелок начальной погиби обшивки у эсминцев принимаем в расчет все пластины плоскими; в „сравнительном“ расчете прочности это вполне допустимо.

Покажем теперь, что в рассматриваемом случае напряжения достигают предела текучести сначала в жестких связях, для чего воспользуемся формулами (15) и (16) § 6.

Если в поперечном сечении корабля все связи выполнены из стали 3, то следует принять

$$\sigma_T = 2200 \text{ ат}; \sigma'_T = 1,42 \cdot 2200 = 3120 \text{ ат}.$$

Наиболее слабыми гибкими связями являются пластины средней части настила верхней палубы, для которых

$$h = 4 \text{ мм}; l = 500 \text{ мм}$$

изгибающиеся по цилиндрической поверхности. Для этих пластин

$$p_3 = 200 \left(\frac{400}{500} \right)^2 = 128 \text{ ат}.$$

При $c=0$ течение материала в пластине начнется, когда стрелка синусоидального прогиба достигнет величины [см. формулу (15)]

$$a_1 = \frac{h}{6} \frac{3120}{128} - 1 = 3,90 \text{ h}.$$

Течение материала в жестких связях начнется, когда стрелка синусоидального прогиба достигнет величины [см. формулу (16)]:

$$a_2 = h \sqrt{\frac{\frac{2200}{128} - 1}{2,73}} = 2,44 \text{ h}.$$

Так как $a_2 < a_1$, то течение материала начнется сначала в жестких связях.

В том случае, когда в состав поперечного сечения входят связи из стали 3 и из марганцовистой стали ($\sigma_T = 3600 \text{ ат}$), наиболее высокий расчетный предел текучести получается равным (см. ниже) $\sigma_{T \text{ расч}} = 3180 \text{ ат}$.

Настил средней части верхней палубы в этом же сечении выполнен из стали 3. Поэтому в этом случае $\sigma_T = 3180 \text{ ат}$; $\sigma'_T = 3120 \text{ ат}$.

Воспользовавшись формулами (15) и (16), получим

$$a_1 = 3,90 \text{ h}; a_2 = 2,95 \text{ h},$$

т. е. в этом случае течение материала тоже начнется сначала в жестких связях.

Поэтому определяем предельное значение продольной силы из условия достижения напряжениями в наиболее „слабой“ жесткой связи расчетного предела текучести.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПРОДОЛЬНОЙ СИЛЫ В НАЧАЛЕ И КОНЦЕ ЗОНЫ КОРМОВОГО „ВТОРИЧНОГО“ ПОВРЕЖДЕНИЯ

1. Определение предельного значения продольной силы для сечения в нос от 175-го шпангоута. Расчет элементов эквивалентного бруса в первом и втором приближениях выполнен в таблице А.¹

Для выбора расчетного предела текучести надо рассмотреть три жесткие связи: а) жесткий узел—палубный стрингер ВП—ширстрек, б) настил НП—бортовая обшивка, в) наружная обшивка в районе выкружек гребных валов, выполненная из стали 3.

а) Жесткий узел палубный стрингер ВП—ширстрек изображен на рис. 1. В рассматриваемом случае:

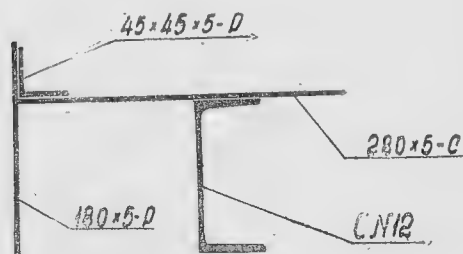


Рис. 1.

$$F_1 = 13,30 \text{ см}^2; \sigma_{T1} = 2200 \text{ ат},$$

$$F_2 = 31,25 \text{ см}^2; \sigma_{T2} = 3600 \text{ ат}.$$

Воспользовавшись формулой (1) § 1, находим

$$\sigma_{T \text{ расч}} = 3180 \text{ ат}.$$

б) Жесткий узел настил НП—бортовая обшивка изображен на рис. 2. В рассматриваемом случае:

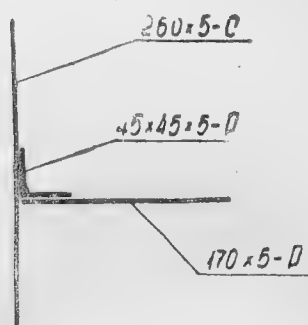


Рис. 2.

$$F_1 = 12,8 \text{ см}^2; \sigma_{T1} = 2200 \text{ ат},$$

$$F_2 = 13,0 \text{ см}^2; \sigma_{T2} = 3600 \text{ ат}.$$

Воспользовавшись формулой (1) § 1, находим

$$\sigma_{T \text{ расч}} = 2910 \text{ ат}.$$

Численные подсчеты показывают, что при $\sigma_{T \text{ расч}} = 3180 \text{ ат}$ напряжения в наружной обшивке в районе выкружек гребных валов превышают предел текучести для стали 3, т. е. 2200 ат.

Поэтому расчет в таблице А выполнен для

$$\sigma_{T \text{ расч}} = 2600 \text{ ат};$$

при этом напряжения в наружной обшивке в районе выкружек гребных валов не превосходят предела текучести.

Вычисление эйлеровых напряжений. Все пластины считаем свободно опертыми по всем четырем краям; коэффициент K определен по таблице 61 (стр. 361) Справочника по судостроению.

Связь 2: $a = 500 \text{ мм}$, $b = 350 \text{ мм}$, $h = 4 \text{ мм}$, $\gamma = 1,43$, $K = 9,05$,

$$\sigma_3 = 9,05 \cdot 200 - \left(\frac{400}{500} \right)^2 = 1160 \text{ ат}.$$

¹ Чертежи поперечных сечений эквивалентного бруса, настил ВП и растяжка наружной обшивки см. приложение III.

Связь 3: $a = 500$ мм, $b = 350$ мм, $h = 7$ мм, $\gamma = 1,43$, $K = 9,05$,

$$\sigma_3 = 9,05 \cdot 200 \left(\frac{400}{500} \right)^2 = 1160 \text{ ат.}$$

Связь 10: $a = 500$ мм, $b = 450$ мм, $h = 5$ мм, $\gamma = 1,11$, $K = 5,00$,

$$\sigma_{10} = 5,00 \cdot 200 \left(\frac{500}{500} \right)^2 = 1000 \text{ ат.}$$

Связь 11: $a = 500$ мм, $b = 400$ мм, $h = 5$ мм, $\gamma = 1,25$, $K = 6,59$,

$$\sigma_{11} = 6,59 \cdot 200 \left(\frac{500}{500} \right)^2 = 1320 \text{ ат.}$$

Связь 12: $a = 500$ мм, $b = 1750$ мм, $h = 7$ мм, $c = 200$ мм.

Так как

$$0,448 \left(\frac{c}{h} \right)^2 \frac{16}{\left(\frac{a}{b} + \frac{b}{a} \right)^2} = \frac{0,448 \cdot 820 \cdot 16}{(0,286 + 3,500)^2} \gg 1,$$

пользуемся формулой Саутвелла

$$\sigma_3 = \frac{8E}{\sqrt{3(1-\sigma^2)}} \frac{ch}{b^2} = \frac{8,2 \cdot 10^6}{2,73} \cdot \frac{20 \cdot 0,7}{1752} = 4410 \text{ ат.}$$

Если ограничиться действительной шириной листа, то надо положить $b = 1150$ мм, $c = 100$ мм, и эйлерово напряжение увеличится. Во всяком случае, $\sigma_3 > \sigma_T = 2200$ ат.

Эйлерово напряжение в стенке карленгса определяется по формуле

$$\sigma_3 = 800 \left(\frac{600}{186} \right)^2 > \sigma_T.$$

Эйлеровы напряжения остальных гибких связей определены по формуле

$$\sigma_3 = 200 \left(\frac{100h}{a} \right)^2 \text{ ат.}$$

Редуцируемые площади F' , приведенные в таблице А, получены из площадей гибких связей за вычетом жестких полосок, ширина которых принята равной одной четверти короткой стороны опорного контура пластины, как это следует из обработки решения П. А. Соколова. Жесткие полоски выделяются по обе стороны от подкрепляющих пластину жестких связей.

Вычислив редуциционные коэффициенты

$$\Phi_1 = \frac{\sigma_3}{\sigma_{T \text{ расч}}},$$

вводим поправки к первому приближению и находим элементы эквивалентного бруса во втором приближении:

Площадь поперечного сечения	$= 2 (1206 - 358,8) = 1694,4 \text{ см}^2$
Статический момент относительно оси сравнения	$= 2 (-535 + 25) = -1020 \text{ см}^2 \text{ м}$
Отстояние центра тяжести от оси сравнения	$y_g = \frac{-1020}{1694,4} = -0,61 \text{ м}$
Переносный момент инерции	$= 2 (5192 - 1093) = 8198 \text{ см}^2 \text{ м}^2$
Центр тяжести редуцированного сечения эквивалентного бруса расположен ниже центра тяжести нередуцированного сечения на величину	$= 8198 - 0,61 \cdot 1020 = 8198 - 618 = 7580 \text{ см}^2 \text{ м}^2$
Отстояние палубного стрингера от нейтральной оси	$e = (0,61 - 0,44) = 0,17 \text{ м}$ $y = 2,05 + 0,61 = 2,66 \text{ м}$

Предельное значение продольной силы T определяется уравнением (20) § 6, которое в рассматриваемом случае имеет вид

$$T \left[\frac{0,17 \cdot 2,66}{7580} + \frac{1}{1694,4} \right] = 2600 \text{ кг/см}^2,$$

откуда следует:

$$T = 4000 \cdot 10^3 \text{ кг} = 4000 \text{ т}.$$

Напряжения в жестких связях определяются по формуле

$$\sigma_{ж. с.} = [2360 + 90 (y - y_g)] \text{ ат}$$

и приведены в таблице А.

Сравнивая редукционные коэффициенты

$$\varphi_{11} = \frac{\sigma_3}{\sigma_{ж. с.}}$$

с редукционными коэффициентами φ_i и принимая во внимание величины редуцируемых площадей F_i , заключаем, что на полученном приближении можно остановиться.

Таким образом принимаем

$$T_{расч} = 4000 \text{ т},$$

причем эта сила приложена ниже нижней палубы на 0,44 м.

2. Определение предельного значения продольной силы для сечения в корму от 175-го шпангоута. Для получения пределов, в которых лежит действительное значение продольной силы, вызывавшей вторичные повреждения, нужно определить предельное значение продольной силы для сечения в корму от 175-го шпангоута.

Расчет элементов эквивалентного бруса в первом и втором приближениях выполнен в таблице Б.

Сечение в корму от 175-го шпангоута отличается от сечения в нос от этого же шпангоута по следующим статьям:

- связи 3 и 2 заменяются соответственно связями 1150×5 и 850×5 ;
- связи 5, 7 и 8 отсутствуют;
- площадь связи 6 уменьшается с 24 см^2 до 9 см^2 ;
- в средней части настила поставлен усиленный лист под орудийную установку $h = 9 \text{ мм}$.

Так как наличие утолщенного листа не может вызвать резкого изменения в характере нейтрального оси эквивалентного бруса, то мы

вводим в расчет лист $h=4$ мм, учитывая его утолщение только повышением эйлерового напряжения связи 1, а следовательно, и увеличением редуцированного коэффициента.

Благодаря отсутствию продольных связей 5, 7 и 8 значительно уменьшаются редуцированные коэффициенты верхних связей эквивалентного бруса, что вызывает: 1) значительное понижение центра тяжести редуцированного сечения и 2) появление значительного изгибающего момента, разгружающего днище.

Поэтому в рассматриваемом сечении расчетный предел текучести определяется для жесткого узла—палубный стрингер—ширстрек, изображенного на рис. 3.

Для изображенного узла

$$F_1 = 13,3 \text{ см}^2; \sigma_{T1} = 2200 \text{ ат},$$

$$F_2 = 8,5 \text{ см}^2; \sigma_{T2} = 3600 \text{ ат}.$$

Воспользовавшись формулой (1) § 1, находим

$$\sigma_{T \text{ расч}} = 2750 \text{ ат}.$$

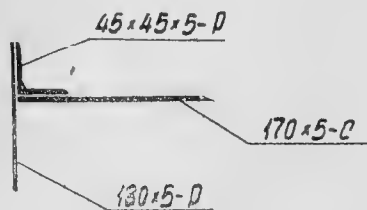


Рис. 3.

Находим элементы эквивалентного бруса во втором приближении.

$$\text{Площадь поперечного сечения} = 2 (1054 - 440,5) = 1227 \text{ см}^2$$

$$\text{Статический момент относительно оси сравнения} = 2 (-788 - 117) = -1810 \text{ см}^2$$

$$\text{Отстояние центра тяжести от оси сравнения} \quad y_g = -\frac{1810}{1227} = -1,47 \text{ м}.$$

$$\text{Переносный момент инерции} = 2 (4700 - 1361) = 6678 \text{ см}^2 \text{ м}^2$$

$$\text{Центральный момент инерции} = 6678 - 1,57 \cdot 1810 = 4640 \text{ см}^2 \text{ м}^2$$

Центр тяжести редуцированного сечения эквивалентного бруса расположен ниже центра тяжести нередуцированного сечения на величину

$$e = 1,47 - 0,83 = 0,64 \text{ м}.$$

Отстояние палубного стрингера от нейтральной оси

$$y = 2,05 + 1,47 = 3,52 \text{ м}.$$

Предельное значение продольной силы T определяется уравнением (20) § 6, которое в рассматриваемом случае имеет вид

$$T \left[\frac{0,64 \cdot 3,52}{4640} + \frac{1}{1227} \right] = 2750 \text{ кг/см}^2,$$

откуда следует

$$T = 2120 \cdot 10^3 \text{ кг} = 2120 \text{ т}.$$

Напряжения в жестких связях определяются по формуле $\sigma_{ж.с.} = [1725 + 293 (y - y_g)] \text{ ат}$ и приведены в таблице Е.

На полученном приближении мы останавливаемся, так как дальнейшее приближение может дать только незначительное увеличение силы T .

Таким образом действительное значение продольной силы T , вызывающей вторичные повреждения в кормовой части, заключается в пределах

$$2120 \text{ т} \leq T \leq 4000 \text{ т}.$$

3. Определение предельного значения продольной силы для сечения в корму от 194-го шпангоута. Расчет элементов эквивалентного бруса в первом и втором приближениях выполнен в таблице Е.

Так как все связи в рассматриваемом сечении выполнены из стали 3, то принимаем

$$\sigma_{\text{т расч}} = 2200 \text{ ат.}$$

Находим элементы эквивалентного бруса	во втором приближении
Площадь поперечного сечения	$= 2 (805 - 387) = 836 \text{ см}^2$
Статический момент относительно оси сравнения	$= 2 (-262 - 232) = 988 \text{ см}^2 \text{ м}$
Отстояние центра тяжести от оси сравнения	$y_g = -\frac{988}{836} = -1,18 \text{ м}$
Переносный момент инерции	$= 2 (1970 - 770) = 2400 \text{ см}^2 \text{ м}^2$
Центр тяжести редуцированного сечения эквивалентного бруса расположен ниже центра тяжести нередуцированного сечения на величину	$= 2400 - 1,18 \cdot 988 = 1234 \text{ см}^2 \text{ м}^2$
Отстояние палубного стрингера от нейтральной оси	$e = 1,18 - 0,32 = 0,86 \text{ м}$ $y = 2,05 + 1,18 = 3,23 \text{ м}$

Предельное значение силы T определяется уравнением (20) § 6, которое в рассматриваемом случае имеет вид

$$T \left[\frac{0,86 \cdot 3,23}{1234} + \frac{1}{836} \right] = 2200 \text{ кг/см}^2,$$

откуда следует

$$T = 638 \cdot 10^3 \text{ кг} = 638 \text{ т.}$$

Напряжения в жестких связях определяются по формуле

$$\sigma_{\text{ж. с.}} = [762 + 445 (y - y_g)] \text{ ат}$$

и приведены в таблице Е.

Третье приближение дает небольшую поправку и приводит к следующему расчетному значению продольной силы

$$T_{\text{расч}} = 660 \text{ т.}$$

§ 3. РАСЧЕТЫ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ В КОРМОВОЙ ЗОНЕ ВТОРИЧНОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ НА РАВНОПРОЧНОСТЬ И МЕРОПРИЯТИЯ ПО УСТРАНЕНИЮ КОНСТРУКТИВНЫХ ПРИЧИН ПОЯВЛЕНИЯ ВТОРИЧНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

1. Поверочные расчеты прочности производим для трех поперечных сечений:

- 1) сечение в корму от 175-го шпангоута,
- 2) " по 182 $\frac{1}{2}$ шпангоут,
- 3) " в нос от 187-го шпангоута.

В результате расчетов оказалось, что для подкрепления корпуса достаточно продолжить в корму продольные бимсы на верхней палубе, что и показано на рис. настила ВП условным пунктиром (см. приложение III).

Для подкрепления поперечного сечения в корму от 175-го шпангоута продолжаем в корму 4 продольных бимса и производим в таблице В вычисление напряжений в жестких связях от сжимающей силы $T = 4000 \text{ т}$, приложенной на расстоянии 0,44 м от нижней палубы.

В I приближении получаем

$$I_u = 2 (4976 - 0,58 \cdot 650) = 9200 \text{ см}^2 \text{ м}^2; F = 2226 \text{ см}^2; y_{g1} = -0,58$$

напряжение в жестких связях определяется по формуле

$$\sigma_{ж. с.} = \frac{T}{F} - \frac{T(y_g - e)}{y_g} (y - y_g), \quad (1)$$

которая в рассматриваемом случае дает

$$\sigma'_{ж. с.} = [1795 + 61 (y - y_g)] \text{ ат.}$$

Вычисляем элементы эквивалентного бруса в высших приближениях

II приближение	
Площадь поперечного сечения	$= 2 (1113 - 350,9) = 1524,2 \text{ см}^2$
Статический момент относительно оси сравнения	$= 2 (-650 + 19) = -1262 \text{ см}^2 \text{ м}$
Отстояние центра тяжести от оси сравнения	$y_{g2} = \frac{-1262}{1524,2} = -0,83 \text{ м.}$
Переносный момент инерции	$= 2 (4976 - 860) = 8232 \text{ см}^2 \text{ м}^2$
Центральный момент инерции	$= 8232 - 0,82 \cdot 1262 = 7185 \text{ см}^2 \text{ м}^2$

Напряжения в жестких связях определяются по формуле

$$\sigma''_{ж. с.} = [2625 + 217 (y - y_{g2})] \text{ ат.}$$

III приближение

Площадь поперечного сечения	$= 1524,2 - 96,4 = 1427,8 \text{ см}^2$
Статический момент относительно оси сравнения	$= 1262 - 56 = 1318 \text{ см}^2 \text{ м}$
Отстояние центра тяжести от оси сравнения	$y_{g3} = \frac{1318}{1427,8} = 0,92 \text{ м}$
Переносный момент инерции	$= 8232 - 284 = 7948 \text{ см}^2 \text{ м}^2$
Центральный момент инерции	$= 7948 - 0,92 \cdot 1318 = 6736 \text{ см}^2 \text{ м}^2$

Напряжения в жестких связях определяются по формуле

$$\sigma'''_{ж. с.} = [2800 + 284 (y - y_{g3})] \text{ ат.}$$

Третьим приближением можно ограничиться.

Напряжения в жестких связях верхней палубы $\sigma_{ж. с.} = 3645 \text{ ат}$ превышают расчетный предел текучести $\sigma_{т \text{ расч}} = 3180 \text{ ат}$ на 15,1%, напряжения же в нижней палубе $\sigma_{ж. с.} = 3061$ — на 5,4% (определение расчетных пределов текучести см. § 2).

Поскольку расчетное значение продольной силы принято с большим запасом, то полученные превышения напряжений над пределом текучести можно считать допустимыми и ограничиться указанным подкреплением корпуса.

2. Подкрепление корпуса на 182¹/₂ шпангоуте производится при помощи 4 продольных бимсов из [№ 12. В таблице Г произведен расчет напряжений в жестких связях от действия сжимающей силы

$$T = 660 + \frac{194 - 182^{1/2}}{194 - 175} (4000 - 660) = 2680 \text{ т,}$$

приложенной на расстоянии — 0,39 м от нижней палубы.

Вычисление элементов эквивалентного бруса производится указанным выше образом, и мы его не приводим.

Полученные напряжения незначительно превышают расчетные пределы текучести, и указанным подкреплением можно ограничиться.

3. Подкрепление корпуса на 187-м шпангоуте производится при помощи 4 продольных бимсов из [№ 12. В таблице Д произведен расчет напряжений для сечения в нос от 187-го шпангоута от действия сжимающей силы.

$$T = 660 + \frac{194 - 187}{194 - 175} (4000 - 660) = 1890 \text{ т},$$

приложенной на расстоянии 0,36 м от нижней палубы.

Вычисление элементов эквивалентного бруса производится указанным выше способом, и мы его не приводим.

Полученные напряжения незначительно превышают расчетные пределы текучести, и указанным подкреплением можно ограничиться.

Сечение в корму от 187-го шпангоута находится в более благоприятных условиях, так как благодаря прекращению на 187-м шпангоуте части днищевых продольных связей значительно повышается центр тяжести поперечного сечения эквивалентного бруса, и суммарные напряжения в жестких связях палубы уменьшаются.

Подкрепление корпуса в районе 187—194-го шпангоутов производится по конструктивным соображениям и указано на рис. настила верхней палубы (см. приложение III).

Примечания. В приводимых ниже таблицах приняты следующие обозначения:

F — площадь связи в см^2 ;

F' — редуцируемая площадь в см^2 ;

Δ_i — i -вая поправка к площади в см^2 ;

φ_i — i -вое приближение редукционного коэффициента;

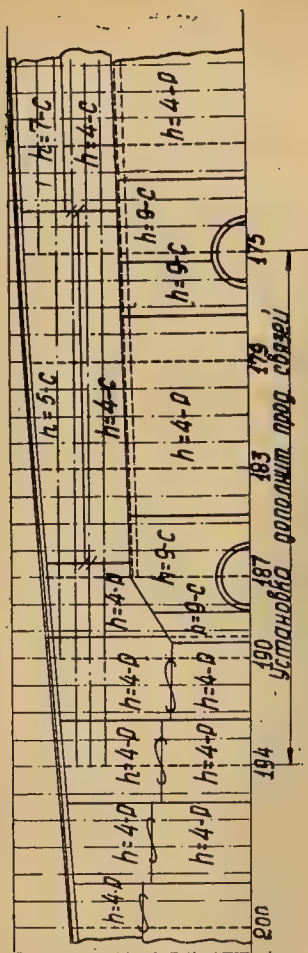
u — отстояние связи от оси сравнения в м;

y_{gi} — i -вое приближение отстояния центра тяжести эквивалентного бруса от оси сравнения в м;

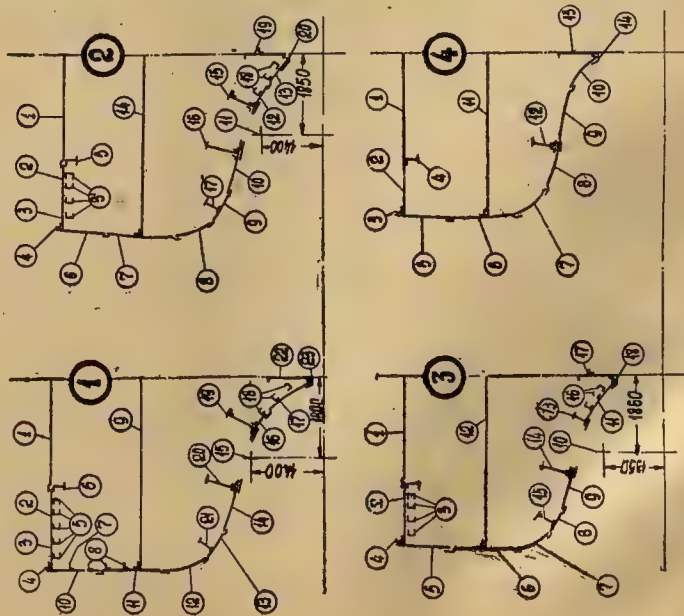
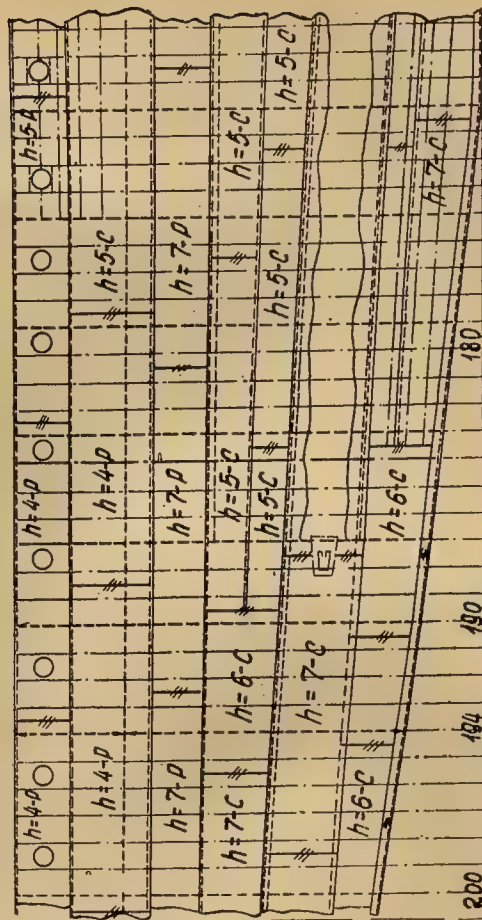
$\sigma_{ж.с.}^i$ — i -вое приближение напряжения в жестких связях в ат;

σ_θ — эйлерово напряжение в ат.

Ностал вержен' палубы



достаяжа нарочно' обшлвкн



Расчет элементов эквивалентного бруса для сечения в нос от 175-го шпангоута в первом и втором приближениях
(для половины сечения)

(Ось сравнения на нижней палубе)

№ связи	Наименование связи	F	y	yF	y ² F	F'	σ_y	$\frac{E}{\sigma}$	$\frac{E}{\sigma} \left(\frac{1}{\Delta_1} - \frac{1}{\Delta_2} \right)$	y Δ_1	y ² Δ_1	y-y' _g	$\sigma_{ж.с.}$	$\frac{\sigma_{ж.с.}}{\sigma}$
1	Средний участок настила ВП 2400×4	96	2,05	197	403	86	128	0,049	-80,0	-164	-345	2,66	2600	—
2	Второй лист настила ВП 1200×4	48	2,05	98	202	24	1160	0,447	-13,3	-27	-56	2,66	2600	—
3	Палубный стрингер 800×7	56	2,05	115	235	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
4	Участок палуба—стринг. 45×45×5	4	2,05	8	16	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
5	5 продольных бимсов № 12	86	2,00	172	344	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
6	Карленге	24	1,96	47	92	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
7	∠ 60×40×5	5	1,75	9	15	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
8	3 участка 90×60×8	34	0,85	29	25	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
9	Настил нижней палубы 4350×31	130	0,00	0	0	122	0,72	0,028	-118,6	0	0	0,61	2415	0,029
10	Шпрстрек 1100×5	55	1,52	84	127	24	1000	0,385	-14,8	22	-34	2,13	2552	0,391
11	I лист наружной обшивки 1500×5	75	0,25	19	5	38	1320	0,504	-18,9	-5	-1	0,86	2437	0,527
12	II " " 1150×7	80	-1,00	-80	80	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—

13	III лист наружной обшивки 950×5	48	-1,70	-82	139	36	200	0,077	-33,2	56	-196	-1,09	2252	0,089
14	IV " " 800×5	40	-2,02	-81	163	34	200	0,077	-31,4	63	-128	-1,41	2233	0,090
15	Наружная обшивка в районе выкр. гребных валов	105	-2,60	-273	710	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
16	V лист наружной обшивки 600×7	42	-2,85	-120	341	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
17	VI " " 900×7	63	-3,35	-211	707	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
18	3 I № 10	42	-3,10	-130	403	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
19	I стрингер	45	-1,90	-85	299	20	0,077	-18,5	44	-106	-1,79	-1,29	2199	0,041
20	II "	45	-1,90	-85	162	15	574	0,221	-11,7	22	-42	-1,29	2244	0,256
21	Бортовой стрингер	16	-1,45	-23	34	5	2050	0,788	-1,1	2	-2	-0,84	2284	0,896
22	1/2 сечение вертикального кля	44	-3,25	-143	465	25	800	0,308	-17,3	56	-183	-2,64	2123	0,377
23	1/2 сечение горизонтального кля	16	-3,75	-60	225	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
	Σ	1206	-0,44	-585	5192	—	—	—	-358,8	-25	-1093	—	—	—

1 Ввиду отсутствия чертежей нижней палубы по проекту 7-у, ее толщина принята равной толщине нижней палубы по проекту 7.

Расчет элементов эквивалентного корпуса для сечения в корму от 175-го шпангоута в первом и втором приближениях
(для половины сечения)

(Ось сравнения на нижней палубе)

№ связи	Наименование связи	F	y	yF	y ² F	F'	σ_y	$\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ж.с.}}}$	$\frac{\Delta_1}{\Delta_1}$	y Δ_1	y ² Δ_1	y—y' _g	$\sigma_{\text{ж.с.}}$	$\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ж.с.}}}$
1	Средний участок настила ВП 2400×4	96	2,05	197	403	86	6481	0,236	—65,9	—135	—276	3,52	2750	—
2	Второй лист настила 850×4	34	2,05	70	143	29	128	0,048	—27,1	—56	—114	3,52	2750	—
3	Палубный стрингер 1150×4	58	2,05	119	243	52	200	0,073	—48,1	—99	—203	3,52	2750	—
4	Участок палубного стрингера 45× ×45×5	4	2,05	8	16	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	Карленгс	9	1,96	18	35	3	2500	0,910	—0,3	0	0	3,43	2735	—
7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	Настил нижней палубы 4350×3	130	0,00	0	0	122	72	0,020	—119,6	0	0	1,47	2155	0,033
10	Шпрстрек 1100×5	55	1,52	84	127	49	200	0,073	—45,4	—69	—105	2,99	2000	0,077

11	I лист наружной обшивки 1500×5	75	0,25	19	5	38	1320	0,480	—19,8	—5	—1	1,72	2227	0,592
12	II " " 1150×7	80	—1,00	—80	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	III " " 950×5	48	—1,70	—82	139	36	200	0,073	—33,4	57	—196	—0,23	1657	0,121
14	IV " " 800×5	40	—2,02	—81	163	34	200	0,073	—31,5	64	—129	—0,55	1564	0,128
15	Наружная обшивка в районе выкр. гребных валов	105	—2,60	—273	710	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
16	V лист наружной обшивки 600×7	42	—2,85	—120	341	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
17	VI " " 900×7	63	—3,35	—211	707	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
18	3 [№ 10	42	—3,10	—130	403	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
19	I стрингер	52	—2,40	—125	229	20	200	0,073	—18,5	—44	—106	—0,93	1452	0,138
20	II " "	45	—1,90	—85	162	15	574	0,209	—11,9	22	—43	—0,43	1599	0,360
21	Бортовой стрингер	16	—1,45	—23	34	5	2050	0,745	—1,3	2	—2	—0,02	1731	0,360
22	1/2 сечение вертикального кия	44	—3,25	—143	465	25	800	0,291	—17,7	58	—186	—1,78	1203	0,663
23	1/2 сечение горизонтального кия	16	—3,75	—60	225	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
	Σ	1054	—0,83	—7,88	4700	—	—	—	—440,5	—117	1361	—	—	—

1 Эйлерово напряжение определено для связи $h=9$ мм.

Проверочный расчет элементов эквивалентного бруса и напряжений для сечения в корму от 175-го шпангоута

(Ось сравнения на нижней палубе)

№ связи	Наименование связи	F	y	yF	y^2F	F'	σ_a	$y-y_{g_1}$	$\frac{y}{\sigma_{ж.с.}} = \phi_1$	$\Delta_1 = (1 - \phi_1)F'$	$y\Delta_1$	$y^2\Delta_1$	$y-y_{g_2}$	$\frac{y}{\sigma_{ж.с.}} = \phi_2$	$\Delta_2 = (\phi_2 - \phi_1)F'$	$y\Delta_2$	$y^2\Delta_2$	$y-y_{g_3} = \frac{y}{\sigma_{ж.с.}}$
1	Средний участок настила ВП 2400×4	96	2,05	197	403	86	648	2,63 1955	0,332	-57,2	-118	-241	2,88 3250	0,199	-11,4	-23	-48	2,97 3615
2	Второй лист 850×4	34	2,05	70	143	17	845	2,63 1955	0,433	-9,6	-20	-40	2,88 3250	0,260	-2,9	-6	-12	2,97 3615
3	Палубный стрингер 1450×5	58	2,05	119	243	29	1320	2,63 1955	0,675	-9,4	-19	-40	2,88 3250	0,405	-7,8	-16	-33	2,97 3615
4	Участок палубного стрингера 45×45×5	4	2,05	8	16	—	> σ_T	2,63 1955	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	4 [№ 12	69	2,00	138	276	—	> σ_T	2,58 1952	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	Карлингс	24	1,96	47	92	—	> σ_T	2,54 1950	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	В корму от 175-го шпангоута	—	—	—	—	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	Связи 7 и 8 прекращаются	—	—	—	—	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	Настил НП 4350×3	130	0	0	0	0 122	72	0,58 1830	0,039	-117,2	0	0	0,83 2805	0,026	-15,8	0	0	0,92 3051
10	Шпирстрек 110×5	55	1,52	84	127	24	200	2,10 1923	0,104	-21,5	-32	-50	2,35 3096	0,064	-1,0	-1	-2	2,44 3495

11	I лист наружной обшивки 1500×5	75	0,25	19	5	38	200	0,83 1845	0,108	-33,9	-8	-2	1,08 2859	0,073	-1,3	0	0	1,17 3133
12	II лист наружной обшивки 1150×7	80	-1,00	-80	80	—	> σ_T	0,42 1769	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	III лист наружной обшивки 950×5	48	-1,70	-82	139	36	200	-1,12 1727	0,116	-31,8	54	-92	-0,87 2436	0,082	-1,2	2	-3	-0,78 2575
14	IV лист наружной обшивки 800×5	40	-2,02	-81	163	34	200	-1,44 1707	0,117	-30,0	60	-122	-1,19 2366	0,084	-1,1	2	-4	-1,10 2440
15	Наружная обшивка в районе выкр.	105	-2,60	-273	710	—	> σ_T	-2,02 1672	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	V лист наружной обшивки 600×7	42	-2,85	-120	341	—	> σ_T	-2,27 1657	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	VI лист наружной обшивки 900×7	63	-3,35	-211	707	—	> σ_T	-2,77 1626	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	3 [№ 10	42	-3,10	-130	403	—	> σ_T	-2,52 1641	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
19	I стрингер	52	-2,40	-125	299	20	200	-1,82 1684	0,119	-17,6	42	-102	-1,57 2284	0,088	-0,6	1	-3	-1,18 2373
20	II стрингер	45	-1,90	-85	162	15	574	-1,32 1715	0,335	-10,0	19	-36	1,07 2393	0,240	-1,4	3	-5	-0,98 2517
21	Бортовой стрингер	16	-1,45	-23	34	5	2050	-0,87 1742	1,000	0	0	0	-0,62 2490	0,825	-0,9	1	-2	-0,53 2647
22	1/2 сечение вертикального кия	44	-3,25	-143	465	25	800	-2,67 1632	0,491	-12,7	41	-135	-2,42 2100	0,380	-2,8	9	-30	-2,33 2127
23	1/2 сечение горизонтального кия	16	-3,75	-60	225	—	> σ_T	-3,18 1601	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Σ		1113	-0,58	-650	4976	—	—	—	—	-350,9	+19	-860	—	—	-48,2	-28	-142	—

Проверочный расчет элементов эквивалентного бруса и напряжений для сечения по 182¹/₂ шпангоут
(Ось сравнения на нижней палубе)

№ связи	Наименование связи	F	y	yF	y ² F	F'	σ _a	y-y' _{г1}	φ ₁ = $\frac{\sigma_{\text{ж.с.}}}{\sigma}$	Δ ₁ = -(1-φ ₁)F'	yΔ ₁	y ² Δ ₁	y-y' _{г2}	φ ₂ = $\frac{\sigma_{\text{ж.с.}}}{\sigma}$	Δ ₂ = (φ ₂ -φ ₁)F'	yΔ ₂	y ² Δ ₂	y-y' _{г3}	σ _{ж.с.}		
1	Средний участок насти- ла ВП 2300×4	92	2,05	189	387	87	128	2,78	1467	0,087	-79,4	-163	-334	3,27	2955	0,043	-4,0	-8	-17	-3,36	33
2	Второй лист настила 850×4	34	2,05	70	143	17	1500	2,78	1467	1,000	0	0	0	3,27	2955	0,507	-8,4	-17	-35	3,36	33
3	Палубный стрингер 1000×5	50	2,05	103	210	25	800	2,78	1467	0,545	-11,4	-23	-48	3,27	2955	0,270	-6,9	-14	-29	3,36	33
4	4 [№ 12	69	2,00	138	276	—	>σ _T	2,73	1461	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	Участок палубного стрингера 45×45×5	4	2,05	8	17	—	>σ _T	2,79	1468	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	Карленгс	9	1,96	18	35	2,5	2500	2,69	1457	1,000	0	0	0	3,18	2920	0,856	-0,4	-1	-2	3,27	33
7	1 лист наружной обшив- ки 1500×4	60	0,25	15	4	48	128	0,98	1262	0,101	-43,2	-11	-3	1,47	2225	0,057	-2,1	-1	0	1,56	24
8	Шварстрек 1200×4	48	1,55	74	115	41	128	2,28	1410	0,090	-87,3	-58	-90	2,77	2750	0,047	-1,8	-3	-4	2,86	31

9	II лист наружной обшивки 1100×7	77	-1,00	-77	77	—	> σ_T	0,27	1199	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	III лист наружной обшивки 870×5	44	-1,50	-66	99	31,5	200	-0,77	1062	0,188	-25,6	38	-57	-0,28	1520	0,132	-1,8	3	-4	-0,19	16
11	IV лист наружной обшивки 950×5	47	-1,75	-82	144	35	200	-1,02	1034	0,193	-29,2	51	-89	-0,53	1420	0,141	-1,8	3	-5	-0,44	148
12	Наружная обшивка в районе пькр.	190	-2,60	-494	1284	—	> σ_T	-1,87	937	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	V лист наружной обшивки 600×7	42	-2,45	-103	252	—	> σ_T	-1,72	951	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	VI лист наружной обшивки 900×7	63	-2,80	-176	494	—	> σ_T	-2,07	914	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	Настил НП 4200×3	126	0	0	0	120	72	-0,73	1067	0,067	-1130	0	0	1,22	2125	0,034	-4,0	0	0	1,31	235
16	I стрингер	42	-2,15	-90	194	12,5	800	-1,42	988	0,810	-2,4	5	-11	-0,93	1250	0,640	-2,1	5	-10	-0,84	123
17	II стрингер	43	-1,60	-69	110	12,5	800	-0,87	1051	0,762	-8,0	5	-8	-0,38	1480	0,541	-2,8	4	-7	-0,29	15
18	Бортовой стрингер	16	-1,30	-21	27	5	2050	-0,37	1085	1,000	0	0	0	-0,08	1600	1,000	0	0	0	0,01	17
19	3 [№ 10	42	-2,60	-109	284	—	> σ_T	-1,87	937	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	1/2 сечение вертикального кля	52	-2,45	-127	312	14	1300	-1,72	954	1,000	0	0	0	-1,23	1130	1,000	0	0	0	-1,14	114
21	1/2 сечение горизонтального кля	16	-3,00	-48	144	—	> σ_T	-2,27	891	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Σ		1166	-0,73	-847	4608	—	—	—	—	—	343,5	-156	-640	—	—	—	-36,1	-29	-113	—	—

Т а б л и ц а Д

Проверочный расчет элементов эквивалентного бруса и напряжений для сечения в нос от 187-го шпангоута

(Ось сравнения на нижней палубе)

№ связи	Наименование	y	yF	yF'	σ_y	y-y _{g1}	$\frac{\sigma_{\text{ж.с.}}}{\sigma} = \phi_1$	$\Delta_1 = -(1 - \phi_1)F'$	y Δ_1	y ² Δ_1	y-y _{g2}	$\frac{\sigma_{\text{ж.с.}}}{\sigma} = \phi_2$	$\Delta_2 = (\phi_2 - \phi_1)F'$	y Δ_2	y ² Δ_2	y-y _{g3}	$\frac{\sigma_{\text{ж.с.}}}{\sigma} = \phi_3$				
1	Средний участок насти- ла ВП 2150×4	86	2,05	176	360	81	648	2,88	1168	0,563	-35,4	-72	-149	3,45	2240	0,289	-22,2	-46	-94	3,53	2760
2	Бортовой участок 1750× ×4	70	2,05	144	294	35	845	2,88	1168	0,722	-9,7	-20	-41	3,45	2240	0,387	-11,7	-24	-49	3,53	2760
3	4 № 12	69	2,00	138	276	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	Участок палубного стрингера 45×45×5	4	2,05	8	17	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	Ширестрек 1200×4	48	1,55	74	115	41	128	2,38	1109	0,116	-36,2	-56	-87	2,95	2115	0,061	-2,2	-3	-5	0,03	2585
6	I лист наружной об- шивки 1450×4	58	0,25	15	4	46	128	1,08	953	0,134	-37,8	-10	-2	1,65	1655	0,077	-2,6	0	0	1,73	1938

7	II лист наружной обшивки 1100×7	77	-1,00	-77	77	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	III лист наружной обшивки 800×5	40	-1,15	-58	84	40	200	-0,62	751	0,266	-29,4	-43	-62	-0,05	1079	0,186	-3,2	3	-3	0,03	1162
9	IV лист наружной обшивки 900×5	45	-1,70	-76	130	39	200	-0,87	721	0,277	28,2	-48	-82	0,30	1017	0,197	-3,2	5	9	0,22	1047
10	Наружная обшивка в районе выкр.	270	-2,65	-715	895	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	V лист наружной обшивки 1200×6	72	-2,60	-187	487	64,5	2010	-1,77	614	1,000	0	0	0	-1,20	723	1,000	0	0	0	-1,12	1660
12	Настил НП 3900×3	117	0	0	0	111	72	0,58	911	0,066	-103,5	0	0	1,40	1572	0,046	-2,2	0	0	1,48	1825
13	I стрингер	20	-2,15	-43	93	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	II стрингер	35	-1,55	-54	84	12,5	800	-0,72	739	1,000	0	0	0	-0,75	870	0,92	-1,0	2	-2	-0,07	1116
15	Бортовой стрингер	16	-1,25	-20	25	5	2050	-0,42	775	1,000	0	0	0	-0,15	1064	1,000	0	0	0	0,23	1253
16	3 № 10	42	-2,55	-107	273	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	1/2 сечение вертикального кия	45	-2,45	-111	269	-10	2850	-1,62	632	1,000	0	0	0	-1,15	740	1,000	0	0	0	-0,97	704
18	1/2 сечение горизонтального кия	16	-2,90	-46	135	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		1130	-0,88	-939	4618	—	—	—	—	—	-282,2	-249	-123	—	—	—	—	-48,3	-68	-162	—
		Σ																			

Расчет элементов эквивалентного бруса для сечения в корму от 194-го шпангоута в первом и втором приближениях
(для половины сечения)

(Ось сравнения на шпиль палубе)

№ связи	Наименование связи	F	y	yF	y ² F	F'	σ_y	$\frac{d_F}{e} = I_{\phi}$	$\frac{d_F}{e} (I_{\phi} - I_{\phi_1})$	y Δ_1	y ² Δ_1	y-y _г	$\sigma_{ж.с.}$	$\frac{d_F}{e} = I_{\phi}$
1	Средний участок настила ВП 1350×4	54	2,05	111	227	49	128	0,058	-46,2	-15	-194	—	2200	—
2	Участок настила ВП между кар- ленгом и бортом 2350×4	94	2,05	193	395	84	128	0,058	-79,1	-162	-332	—	2200	—
3	Уч-к палубного стрингера 45×45×5	4	2,05	8	16	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
4	Карленгс	9	1,96	18	35	2,5	288	0,131	-2,2	-4	-8	3,14	2160	0,133
5	Ширстрек 1200×4	48	1,55	74	115	41	128	0,058	-38,6	-60	-93	2,73	1975	0,065
6	I лист паружной обшивки 1500×4	60	0,25	15	4	48	128	0,058	-45,2	-11	-3	1,43	1400	0,091
7	II " " " 1000×7	70	-1,00	-70	70	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	III " " " 1500×6	90	-1,40	-126	176	32	288	0,131	-71,2	100	-1,40	0,22	660	0,436
9	IV " " " 1500×7	105	-1,70	-179	304	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
10	V " " " 1100×6	66	-2,20	-145	320	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
11	Настил нижней палубы 3800×3	114	-0,00	0	0	108	72	0,033	-104,5	0	0	1,18	1290	0,056
12	II стрингер	43	-1,25	-54	67	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
13	1/2 сечение вертикального килля	32	-2,10	-67	141	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
14	1/2 сечение горизонтального килля	16	-2,50	-40	100	—	> σ_T	—	—	—	—	—	—	—
	Σ	805	-0,32	-262	1970	—	—	—	-387	-232	-770	—	—	—

О НЕДОСТАТКАХ КОТЕЛЬНЫХ ТУРБОВЕНТИЛЯТОРОВ

Л. А. КОРШУНОВ

инженер-капитан 1 ранга

А. А. КУРДИУМОВ

инженер-кораблестроитель кандидат технических наук

С. И. КУХТИН

инженер-капитан 2 ранга

Б. П. ЧИЛИКИН

инженер-капитан

В течение последнего десятилетия наш Военно-Морской Флот пополнился большим количеством новых кораблей разных классов и типов. Много кораблей непосредственно перед войной находилось в постройке. Все эти корабли, за малым исключением, были снабжены механизмами отечественной постройки. Однако при выборе типов механизмов и их проектировании использовался опыт не только наш, отечественный, но также и иностранный: итальянский, немецкий, английский. Это обстоятельство не могло не сказаться на конструкциях и типах механизмов и выразилось в том, что механизмы, установленные на разных кораблях, различны по идее, конструкции, типу и внешнему оформлению.

Такое различие имеет место не только между механизмами различного назначения и установленными на кораблях разных классов, но также и между одноименными механизмами однотипных кораблей.

Если такая разнотипность была допустима и даже до некоторой степени полезна на первой стадии строительства флота, то теперь уже от исканий и неизбежного при этом разнообразия в типах механизмов необходимо переходить к установлению более или менее единого типа, оправдавшего себя на практике. Сказанное справедливо в отношении всех элементов, составляющих в совокупности механическую установку, но оно особенно справедливо в отношении вспомогательных механизмов, так как они наиболее многочисленны по количеству и разнообразны по назначению.

Несомненно, что в каждом типе вспомогательных механизмов, из установленных на кораблях, есть свои отрицательные и положительные стороны. Одни детали и узлы работают хорошо, надежно и могут служить прототипом при последующем проектировании новых механизмов, другие, наоборот, в процессе эксплуатации оказались ненадежными и зарекомендовали себя плохо. Было бы ошибкой повторять такие конструкции в дальнейшем.

Для правильной ориентировки в будущем, а также и для внесения возможных конструктивных улучшений в существующие механизмы необходимо знать как хорошие, так и плохие стороны установленных механизмов.

С этой целью настоящей статьей делается попытка осветить вопрос в отношении одного из вспомогательных механизмов — котельного турбовентилятора.

Для этого ниже, в пределах располагаемого материала, анализируется работа котельных турбовентиляторов, установленных на кораблях разных классов: на миноносцах проектов 7 и 7-у, крейсерах проекта 26, лидерах проектов 1 и 38 и линкорах старой постройки.

Основной фактический материал собран на кораблях Краснознаменного Балтийского Флота (на линкоре «Октябрьская Революция», крейсерах «Киров» и «Максим Горький», лидерах «Ленинград» и «Минск» и 6 миноносцах, а также частично использован материал Черноморского и Северного флотов. Материал взят из вахтенных журналов, актов о повреждениях, ремонтных ведомостей, технических формуляров, личных записей командиров БЧ-V и из бесед с личным составом. К сожалению, материал не является исчерпывающим и затрагивает лишь основные недостатки вентиляторов.

По времени он охватывает как довоенный период, в течение которого выявлялись недостатки вентиляторов, связанные главным образом с их повседневной эксплуатацией, так и службу кораблей во время войны, когда работа механизмов протекала в условиях боевой обстановки, при воздействии на корабли боевых средств противника и получении ими боевых повреждений, т. е. в условиях, когда надежность и соответствие механизмов своему назначению подвергаются наиболее жесткой и полной проверке.

Переходя к существу вопроса, следует указать на то, что последним типом котельного турбовентилятора, получившим наибольшее распространение благодаря своим сравнительно малым габаритам, малому весу и возможности удобного расположения, является вертикальный вентилятор пропеллерного типа с непосредственным приводом от турбины, сидящей на общем валу с крылаткой.

Такие вентиляторы установлены на крейсерах, лидерах и миноносцах.

На линейных кораблях установлены центробежные вентиляторы «Сирокко» более старого типа.

Основные характеристики вентиляторов всех перечисленных типов кораблей приведены в таблице 1.

Пропеллерные вентиляторы в основном удовлетворяют своему назначению и работают хорошо.

Однако в процессе их эксплуатации выявился ряд недостатков и отрицательных сторон. Наиболее существенными из них являются следующие.

1. Пропеллерные вентиляторы при работе создают сильный шум. Шум этот столь силен, что в случае расположения приемных отверстий шахт вентиляторов поблизости от боевых постов мешает последним выполнять свои функции.

Так, например, на крейсере «Киров» турбовентиляторы № 1 и 2 своим шумом мешают работе в боевой рубке, а из-за шума вентиляторов № 9, 10, 11 и 12 не слышно команд у орудий зенитной артиллерии.

Таблица 1
Основные характеристики турбовентиляторов

Характеристики \ Типы кораблей	Единица измерения	Линкор «Октябрьская Революция»	Крейсер «Киров»	Крейсер «Максим Горький»	Лидеры проектов 1 и 38	Минионы проектов 7 и 7-у
Производительность	м ³ /час.	150 000	105 000	105 000	150 000	105 000
Общий напор	мм в. ст.	180	260	260	250	260
Число оборотов	в мин.	1 650	2 800	3 100	3 500	3 100
Мощность турбины	ЛС	194	180	180	278	180
Расход пара	кг/час.	—	2 460	3 950	5 210	4 100
Давление пара перед соплами	ата	17	19	19	18	22
Температура пара	°С	насыщ.	290	290	310	340
Давление отработавшего пара	ата	1,7	2,8	2,8	1,8	4
Габариты агрегата	м	2,4×2,2×1,83	1,35×1,25	1,35×1,35	1,08×1,93	1,35×1,25
Вес агрегата	кг	1 190	1 030	1 085	1 740	1 110

В результате, во время отражения налетов авиации противника для более успешного ведения огня из зенитных орудий эти вентиляторы приходилось останавливать и тем самым выводить из действия часть котлов. В данных конкретных случаях эти мероприятия были допустимы только потому, что по ходу боевых действий от корабля не требовалось развития больших ходов и котлы могли быть без ущерба для боеспособности крейсера выведены из действия. В другой обстановке, при невозможности прекращать работу котлов, очевидно ухудшилось бы качество зенитного огня. Аналогичное явление имеет место и на лидерах, где шум вентиляторов носового котельного отделения затрудняет передачу команд и прием донесений на мостике и в рубке.

2. Как правило, пропеллерные вентиляторы на наших кораблях расположены непосредственно внутри шахты, подводящей воздух к крылатке. Такое расположение, будучи удачным с точки зрения наименьших воздушных сопротивлений во всасывающем участке шахты, имеет тот недостаток, что при взрыве близко от борта мины или авиабомбы, а также при подрыве корабля на mine большое количество воды, поднятое при взрыве на воздух, падая обратно, попадает в шахты и на крылатки вентиляторов, заклинивает их и выводит из строя вентиляторы, а следовательно и котлы.

Такое явление имело место на крейсере «Киров» при разрыве авиабомбы в 3—5 м от борта в районе 5-го котельного отделения. Столб воды, поднятый взрывом, обрушился на шахту вентилятора № 9. Ударом воды крылатка была погнута. Она заклинилась из-за задевания лопастей о диффузор, и вентилятор мгновенно остановился. Хотя в дальнейшем лопасти с помощью струбины и кувалды личным составом и были выправлены и вентилятор вновь запущен в работу, все же на время выхода его из строя котельное отделение лишилось значительного количества воздуха и котел не мог быть использован на полную производительность.

Повреждение крылаток водой имело место не только в боевой обстановке, но также и в походной. Такие случаи были на крейсере «Киров» и миноносцах Северного и Черноморского флотов при плавании в свежую погоду. Вода, попадая в большом количестве в приемные отверстия вентиляционных шахт, особенно первого и второго котельных отделений на миноносцах, приводила к повреждениям не только лопастей крылаток, но даже и валов вентиляторов. Так водой были повреждены крылатки на миноносцах «Способный» и «Сообразительный» во время похода из Батуми в Босфор при 8—9-балльном шторме в декабре месяце 1941 г. и на крейсере «Киров» при переходе его из Таллина в Либаву в 1940 г. На последнем ударе воды была погнута крылатка вентилятора № 9, и вентилятор на время выпрямления лопастей был выведен из строя.

Попадание воды в шахту в большом количестве, но без повреждения крылаток, наблюдалось также на крейсере «Максим Горький» при подрыве его на mine 22 июня 1941 г. и на лидере «Минск» при бомбардировке его с воздуха в сентябре 1941 г.

3. Компановка агрегата, свойственная вентилятору пропеллерного типа, при которой турбина и все узлы, требующие наблюдения и обслуживания, располагаются непосредственно под крылаткой, неудобна для обслуживания. Обслуживающий состав находится под действием сильной струи воздуха, затрудняющей обслуживание. Особенно сказывается это зимой, когда вентилятор гонит воздух отрицательной температуры. Помимо затруднения в обслуживании обдувание холодным воздухом механизма приводит к замерзанию масла в системе смазки и трубок к манометрам. Такие явления наблюдались на лидерах и миноносцах.

4. На всех кораблях для каждого из котлов установлено по два вентилятора. При больших нагрузках котла вентиляторы должны работать параллельно оба. Как показал опыт эксплуатации пропеллерных вентиляторов, последние практически хотя и допускают такую работу, но при этом для поддержания одинакового равномерного числа оборотов требуют к себе усиленного внимания, ибо изменение числа оборотов одного из вентиляторов заметно отражается на поведении второго.

Неустойчивость в работе делается тем сильнее, чем на больших оборотах работают вентиляторы. Наиболее резко это явление проявляется тогда, когда по какой-нибудь причине один из действующих вентиляторов внезапно останавливается. В этом случае второй вентилятор начинает идти в разнос, его регулятор предельного числа оборотов срабатывает, и вентилятор останавливается.

В результате из-за срыва режима горения котел временно может выйти из строя.

Подобные явления имели место на крейсере «Киров», когда при параллельной работе двух вентиляторов один сбрасывал, а другой повышал обороты и тоже сбрасывал.

Справедливость высказанного в свое время была также подтверждена и испытаниями, проведенными ЦКБ-4 на стенде котла проекта 23, где при искусственной остановке одного из трех параллельно работающих вентиляторов два остальных резко повышали обороты и их предельные регуляторы сбрасывали.

При известных обстоятельствах это явление может иметь практически место и на других плавающих кораблях, тем более, что случаи внезапной остановки вентиляторов, как это видно из вышеизложенного, вполне реальны и имели место.

Здесь уместно будет отметить еще одно свойство пропеллерных вентиляторов — их способность вращаться в обратную сторону в случае выключения на вентилятор пара и наличия обратного потока воздуха из котельного отделения через крылатку. Такие случаи в практике были (на миноносце «Стойкий» при параллельной работе двух вентиляторов у одного из них сбросил предельный регулятор и через несколько секунд этот вентилятор стал вращаться в обратную сторону), но проходили безвредно для вентиляторов, однако их надо иметь в виду и учитывать при проектировании.

Вот основные принципиальные недостатки, свойственные пропеллерным вентиляторам.

Центробежные вентиляторы, установленные на линейных кораблях, свободны от целого ряда перечисленных недостатков. Они более устойчивы при параллельной работе, производят меньший шум, менее подвержены возможности заклинивания при попадании на крылатку воды, более удобны в обслуживании. В этих отношениях они имеют преимущество перед пропеллерными. Однако их громоздкость, большой вес и трудности с размещением в сравнительно тесных помещениях современных кораблей заставляют отказываться от их применения и отдавать предпочтение пропеллерному типу.

Переходим к описанию качеств работы и частных недостатков, свойственных вентиляторам отдельных конструкций.

Вентиляторы крейсеров проекта 26

Для крейсера «Киров» вентиляторы изготовлены итальянской фирмой «Този» по проекту фирмы. Для крейсера «Максим Горький» вентиляторы изготовлены Невским заводом им. Ленина и по конструкции аналогичны первым.

С момента установки на корабле вентиляторы в среднем проработали на крейсере «Киров» по 3500—3800 часов каждый; на крейсере «Максим Горький» по 1800—2100 часов. В основном эти часы выработаны на средних режимах. Длительно на предельных режимах вентиляторы работали мало, а в боевой обстановке на таких режимах не работали вовсе.

За этот период у вентиляторов выявились следующие недостатки:

1. Наиболее слабым местом, доставляющим много хлопот личному составу, являются угольные уплотнения. Сами угольные кольца весьма низкого качества, быстро изнашиваются и плохо прирабатываются.

Под ними на валу появились раковины глубиной до 0,2 мм (крейсер «Киров»). Пружины, стягивающие угольные кольца, быстро корродируют и приходят в негодность.

2. На шейке вала верхнего опорного подшипника наблюдается систематическое потемнение и имеются раковины коррозионного происхождения. Последние расположены по окружности шейки в месте выхода ее из вкладышей.

3. Такие же раковины глубиной 0,1 мм имеются и на верхнем маслоотбойном кольце.

4. Отмечается затрудненность доступа к верхнему подшипнику для его разборки и сборки.

5. Отсутствие ручного масляного насоса для периодической прокачки подшипников маслом на стоянке и перед запуском затрудняет содержание механизма в порядке.

6. Существенным недостатком вентиляторов, выявившихся в боевой обстановке, является неустойчивая работа регуляторов предельного

числа оборотов. Последние оказались слишком чувствительными к сотрясениям и срабатывали как от сотрясений корпуса корабля при взрывах авиабомб вблизи от борта, так и при стрельбе своей артиллерии. Это сильно нервировало личный состав и держало его в постоянном напряжении. Вредных последствий от самопроизвольных срабатываний регуляторов не было лишь потому, что личный состав, обслуживавший вентиляторы, был достаточно хорошо натренирован и быстро взводил сработавшие регуляторы, не давая тем самым останавливаться вентиляторам. В дальнейшем, во избежание ложных срабатываний, регуляторы были подвязаны, т. е. практически выведены из действия.

7. Из других случаев, связанных с работой вентиляторов крейсеров в боевой обстановке, заслуживает внимания описанный выше случай выхода из строя вентилятора из-за попадания на крылатку воды при взрыве бомбы у борта, шум, создаваемый вентиляторами, который мешает управлять огнем зенитной артиллерии, а также несколько случаев попадания осколков снарядов и бомб через шахты котельной вентиляции в котельные отделения. Осколки, попадая в шахты, доходили до крылаток вентиляторов и проскакивали через них в котельные отделения, хотя повреждений никаких и не наносили. Проникновение осколков к вентиляторам следует отнести за счет недостаточно надежной броневой защиты шахт.

Вентиляторы лидеров проектов 1 и 38

Эти вентиляторы, если не считать сравнительно маломощных вентиляторов сторожевых кораблей, являются первыми вентиляторами propelledного типа, которые были спроектированы и изготовлены отечественной промышленностью. Они спроектированы ЦКБ-17, и первые агрегаты для лидера «Ленинград» изготовлены на заводе № 190. В дальнейшем для последующих кораблей вентиляторы строил завод имени Ленина.

1. Первая модель этих вентиляторов с четырьмя лопастями во время испытаний производила чрезвычайно большой шум. В связи с этим крылатка была перепроектирована и число лопастей изменено. Испытывались варианты крылаток с разным числом лопастей. Наилучшие результаты дала крылатка с 8 лопастями, которая и была принята, хотя и она в отношении шума не может быть признана удовлетворительной.

2. Неудачной оказалась крылатка и в отношении прочности.

В первоначальном варианте лопасти крылатки крепились к ступице отфланцованными кромками на заклепках. Вследствие вибрации лопастей в местах крепления их к ступице появлялись трещины, которые вели к облому лопастей. В дальнейшем конструкция крепления была изменена и отфланцованная кромка заменена угольником, а толщина материала лопастей увеличена с 3 до 5 мм.

Однако это мероприятие положительных результатов не дало, и на лопастях продолжают образовываться трещины. Это явление было обнаружено не только на лидерах КБФ, но также в Черноморском и Тихоокеанском флотах.

Поломка лопастей является наиболее существенным недостатком этих вентиляторов.

3. К недостаткам следует также отнести и наличие у вентилятора центробежного масляного насоса. Как известно, этот тип насоса требует для создания необходимого давления поддержания достаточно высокого числа оборотов. В противном случае давление масла падает, и нормальная подача масла к подшипникам вентилятора нарушается. Прак-

тически это приводит к тому, что на корабле вынуждены независимо от потребности в воздухе для горения давать вентилятору всегда высокие обороты только для того, чтобы он сам себя смазывал.

Так, например, на лидере «Минск» масляный насос обеспечивает смазку подшипников при числе оборотов вентилятора, начиная лишь с 1500 об./мин. Практически обороты держатся в пределах 1500—2000 об./мин.; при этих оборотах давление масла держится 0,7—0,8 кг/см². При снижении числа оборотов вентилятора давление масла резко понижается и появляется опасность подплавления подшипников. В тех случаях, когда число оборотов вентилятора снижается ниже указанного предела, подачу масла к подшипникам производят ручным насосом или, если есть возможность, автономным электрическим насосом, дополнительно установленным на корабле. Так как котельные турбовентиляторы являются весьма мощными вспомогательными механизмами, то их работа без надобности на высоких оборотах приводит к излишнему расходу пара и на экономических ходах ощутительным образом сказывается на районе плавания.

4. Так же как и у вентиляторов крейсеров, слабым местом является угольное уплотнение, причем главным образом из-за качества углей и пружин.

5. Масляные цистерны у этих вентиляторов установлены под нижним подшипником и конструктивно составляют одно целое со всем агрегатом. Такая конструкция усложняет разборку агрегата. Сами цистерны изготовлены из тонкого листового материала, и в результате вибрации вентилятора в их стенках появляются трещины. Вода и грязь, стекающие сверху на цистерну, попадают в масло, быстро приводя его в негодность.

6. У вентиляторов лидеров впервые было обнаружено замерзание масла при плавании зимой и обмерзание трубок манометров.

7. Шумность этих вентиляторов, несмотря на смену нескольких вариантов крылаток, во время их испытаний продолжает оставаться весьма большой и, как было указано выше, мешает работе на ходовом мостике и в рубке.

8. На лидерах неудачно расположены приемные отверстия шахт носовых вентиляторов. В свежую погоду они заливаются водой, которая попадает на крылатки вентиляторов. Для предохранения от заливания там установлены крышки, с устройством для удержания их в заданном положении. Конструкция этого устройства неудовлетворительна, были случаи, когда на ходу крышки срывались и захлопывались, что приводило к срыву режима работы котлов.

9. В боевой обстановке у этих вентиляторов, так же как и у вентиляторов крейсеров, оказались неустойчивыми предельные регуляторы. Они срабатывали от сотрясений при взрывах вблизи борта мин и авиабомб. Такие случаи были на «Ленинграде» и на «Минске».

На последнем во время взрыва мины в расстоянии 12—15 м от борта из четырех работавших вентиляторов сбросили регуляторы у двух, но так как они были быстро взведены обслуживающим составом, нарушения работы котлов не было. В дальнейшем регуляторы были подвязаны, т. е. так же как и на крейсерах, выведены из действия.

10. Интересно отметить, что при этом взрыве у неработающего в это время турбовентилятора № 6 лопасти крылатки были порваны и загнуты, вал погнут, а диффузор получил по окружности надрывы.

11. При бомбардировке лидера «Минск» с воздуха вблизи его разорвалось несколько бомб. Осколки этих бомб, так же как и на крейсерах,

попали в шахту вентилятора и повредили крылатку и диффузор турбовентилятора № 3. В результате полученных повреждений вентилятор вышел из строя. Осколками же был поврежден и диффузор вентилятора № 4, но вентилятор из строя от этого не вышел и продолжал работать. Несколько позже у него вышел из строя масляный насос, вентилятор был остановлен, а из-за этого прекращена и работа котла. Так как в силу целого ряда причин на корабле работал лишь один котел № 2, то с его прекращением корабль лишился хода.

Вентиляторы миноносцев проектов 7 и 7-у

На миноносцах установлены вентиляторы, спроектированные и изготовленные заводом им. Ленина, однотипные с вентиляторами крейсера «Максим Горький». Поэтому для них справедливы все замечания, сделанные в части конструктивных и эксплуатационных недостатков по отношению к вентиляторам крейсеров, и дополнительно еще могут быть сделаны следующие.

1. При работе вентилятора на больших оборотах уровень масла в бачке сильно колеблется, и так как масломерное стекло имеет недостаточную длину, то определить количество масла в бачке бывает затруднительно. В результате были случаи упуска масла и подплавливания упорных подшипников (миноносец «Стойкий»).

2. Неудачно осуществлена схема масляного трубопровода для доливки масла в бачок.

Трубопровод, по которому масло в бачок вентилятора подкачивается ручным насосом «Гарда», врезан в напорный трубопровод, идущий от шестеренчатого насоса к подшипникам. При работе вентилятора в этом трубопроводе создается давление 3—3,5 кг/см², которое и должен преодолевать насос «Гарда». Практически это создаст затруднения при подкачке масла во время работы вентилятора. На крейсерах наполнение бачка производится вручную через воронку.

3. Расположение тахометров наверху непосредственно на вентиляторах затрудняет наблюдение за числом оборотов и создает неудобство при управлении вентиляторами, особенно при их параллельной работе. Этим же недостатком страдают и вентиляторы крейсеров.

На ряде кораблей продувание вентиляторов выведено только на магистраль, а так как арматура продувания, установленная на ней, весьма низкого качества и пропускает, то в бездействующие вентиляторы из магистрали продувания попадает пар. Влажная атмосфера приводит к коррозии внутренних частей турбины и, кроме того, отрицательно влияет на шейки вала под угольными уплотнениями, способствуя появлению коррозии и на них.

4. Следует отметить неудачное расположение на миноносцах проекта 7-у самих турбовентиляторов. Они оба расположены с одного борта и сильно стеснены котлом и проходящими рядом трубопроводами. Теснота в районе их расположения затрудняет их обслуживание, переборку и ремонт.

5. Плохо расположены на миноносцах и приемные отверстия шахт котельной вентиляции. В свежую погоду они легко заливаются водой, что не только затрудняет работу вентиляторов, но, как видно из изложенного выше, часто приводит и к поломкам последних. Что касается работы вентиляторов в боевой обстановке, то в отношении этих вентиляторов выявились два весьма существенных недостатка.

6. Во-первых, здесь, так же как на крейсерах и лидерах, происходит самопроизвольное срабатывание предельных регуляторов при сотрясениях от взрывов мин и бомб.

7. Во-вторых, от этих же сотрясений происходит заклинивание и остановка вентиляторов.

Если первый недостаток при достаточно натренированной команде не принсисл большого ущерба или вовсе устранялся подвязыванием регуляторов, то второй недостаток в ряде случаев ставил корабли в тяжелое положение. Заклинивание вентиляторов на миноносцах имело массовый характер. Оно было на «Сторожевом», «Страшном», «Стерегущем», «Грозящем» и других и происходило при взрывах бомб и мин в расстоянии до 10—15 м от борта. В одних случаях агрегат стопорился мгновенно; в других происходило сильное задевание крылаток за диффузоры, крылатки загибались по кромкам, выкрашивались и в отдельных случаях ломались.

Происходила деформация подволока, диффузора и болтов, крепящих турбину и крылатку к подволоку.

Подволоку получал выпучивание, болты вытягивались, а диффузор приобретал эллипсовидную форму.

Для устранения этого явления первоначально решено было увеличить зазор между крылаткой и диффузором и вместо существующих 3—4 мм установить 7—9 мм.

Для этого на всех миноносцах были поставлены шайбы под болты, крепящие турбовентилятор к подволоку. Таким образом турбовентиляторы были опущены по отношению диффузоров на величину, равную толщине шайб.

Однако проведенные мероприятия не дали положительных результатов. Турбовентиляторы продолжали заклиниваться и выходить из строя, когда корабли подвергались бомбардировке с воздуха или попадали на минное поле и в их параванах подрывались мины.

В то же время увеличение зазора ухудшило работу вентиляторов, так как для получения необходимой производительности при форсировке котла число оборотов пришлось поднять до 3750.

Исследованием причин, вызывающих заклинивание вентиляторов на миноносцах, занялся Научно-Технический комитет.

В результате проведенной работы было установлено, что причиной заклинивания крылаток является раздельное крепление к фундаменту диффузора и турбины, причем легкий диффузор крепится к фундаменту жестко, а тяжелая турбина ($P=1000$ кг) соединяется с фундаментом (подвешивается) при помощи достаточно упругих болтов $l=520$ мм, $d=30$ мм (левая половина рис. 1).

При сотрясении корпуса корабля от подрыва на mine крылатка, жестко соединенная с тяжелой турбиной, начинает совершать упругие колебания, перемещаясь относительно диффузора (фундамента), причем амплитуда колебания достигает таких размеров, что выбирается зазор между крылаткой и диффузором, что и приводит к заклиниванию крылатки.

Так как причиной заедания крылатки является перемещение ее при колебаниях относительно диффузора, то для предотвращения аварии надо возможность этого перемещения либо устранить, либо свести ее до минимума.

Вместе с тем должно быть совершенно ясно, что подкрепление фундамента (палубы) не может устранить заедания крылатки, так как

не может оказать влияния на перемещение турбины относительно фундамента.

Поэтому было признано целесообразным изменить конструкцию диффузора, связать его жестко с турбиной и соединить с палубой только при помощи парусиновой прокладки для обеспечения воздухо-непроницаемости (правая часть рис. 1).

Необходимо отметить, что подобная конструкция целесообразна также и в том отношении, что деформация палубы не будет вызывать деформации диффузора и, следовательно, устранит заедание крылатки и по этой причине.

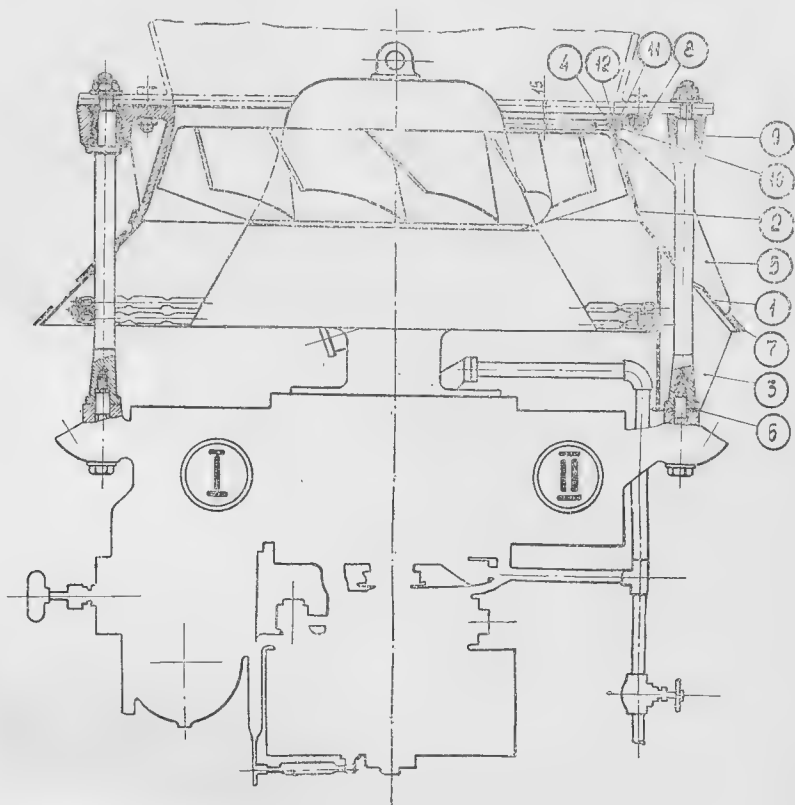


Рис. 1.

Покажем расчетом, что принятое на кораблях увеличение зазора между крылаткой и диффузором, вообще говоря, не может обеспечить от заедания крылатки, предлагаемая же конструкция полностью устраняет возможность заедания крылатки.

Перемещение турбины относительно фундамента может происходить либо при растяжении — сжатии болтов, либо при их изгибе. Покажем, что заедание крылатки о диффузор может произойти только при изгибе болтов, т. е. при колебаниях турбины в горизонтальной плоскости.

Действительно, при длине болта $l=520$ мм выборка зазора $\Delta=3$ мм между крылаткой и диффузором за счет линейной деформации болта привела бы к напряжениям

$$\sigma = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,3}{52} = 11\,500 \text{ ат},$$

т. е. к разрушению болта, чего в действительности нет.

При изгибе болта его надо считать свободно опертым на палубу (фундамент) и жестко заделанным в отливке турбины, т. е. определить наибольший изгибающий момент как для балки, изображенной на рис. 2.

Для такой балки имеем:

$$\Delta = \frac{P(2l)^3}{48 EI}; \quad M = \frac{P(2l)}{4}$$

или, исключая P ,

$$M = \frac{3EI}{l^2} \Delta,$$

откуда следует:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{3EI}{l^2} \frac{\Delta}{W}.$$

Замечая, что для болта

$$I = \frac{\pi d^4}{64}; \quad W = \frac{\pi d^3}{32},$$

найдем:

$$\sigma = \frac{3}{2} \frac{E\Delta}{l^2}.$$

Полагая $E = 2 \cdot 10^6$, $\Delta = 0,3 \text{ см}$, $d = 3 \text{ см}$, $l = 52 \text{ см}$, получим $\sigma = 1000 \text{ ат}$, т. е. задевание крылатки о диффузор может иметь место без разрушения болтов. При зазоре 7—8 мм, как это сделано на кораблях, заклинивание крылатки может иметь место при напряжении изгиба в болте порядка 2500 ат, т. е. тоже без его разрушения. Весьма возможно, что этот зазор может быть выбран при тех же условиях взрыва, которые уже имели место, так как там увеличению прогиба болта мешало задевание крылатки о диффузор.

Для оценки предлагаемого способа устранения причины заедания крылатки вычислим величины импульсов, которые надо приложить к турбине для выбирания зазора между крылаткой и диффузором.

В существующей конструкции колебание крылатки (турбины) относительно диффузора можно рассматривать как колебание массы M на упругой связи жесткостью C (суммарная жесткость болтов на изгиб) относительно точки закрепления пружины.

Дифференциальное уравнение колебания имеет вид:

$$Mx'' = -cx,$$

и его общий интеграл

$$x = A \sin(\omega t + \epsilon),$$

где

$$\omega^2 = \frac{c}{M},$$

надо при действии импульса I подчинить начальным условиям:



Рис 2.

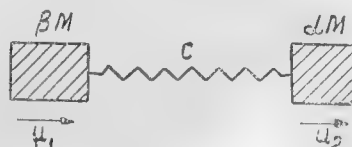


Рис 3.

при $t = 0$

$$x = 0; \quad x' = \frac{I}{M},$$

что приводит к следующему выражению для перемещения

$$x = \frac{I}{M\omega} \sin \omega t. \quad (1)$$

Величина импульса I_0 , при котором будет выбран зазор, определяется из уравнения

$$\Delta = \frac{I_0}{M\omega},$$

откуда следует

$$I_0 = M\omega\Delta. \quad (2)$$

В предлагаемой конструкции диффузор связан с турбиной, и его можно представить как массу M_1 , присоединенную к массе M при помощи упругой связи жесткостью c_1 .

Благодаря тому что масса диффузора мала по сравнению с массой турбины (вес диффузора равен 25 кг, а вес турбины порядка 1000 кг), можно не рассматривать систему турбина — диффузор, как систему с двумя степенями свободы, а считать, что и при присоединении диффузора движение турбины будет описываться уравнением (1), колебание же диффузора относительно турбины будет вызываться заданным движением турбины (1).

Если x есть перемещение диффузора относительно турбины, то дифференциальное уравнение колебания диффузора напишется в виде

$$M_1 (x_1'' + x'') = -c_1 x_1,$$

или, подставляя вместо x его напряжение (1), — в виде

$$M_1 x_1'' + c_1 x_1 = \frac{M_1}{M} I \omega \sin \omega t.$$

Вынужденные колебания диффузора определяются выражением

$$x_1 = \frac{M_1}{M} I \omega \frac{1}{c_1 - M_1 \omega^2} \sin \omega t. \quad (3)$$

Величина импульса I_1 , при котором выбирается зазор Δ между крылаткой и диффузором, определяется из уравнения:

$$\Delta = \frac{M_1}{M} I_1 \omega \frac{1}{c_1 - M_1 \omega^2},$$

откуда следует:

$$I_1 = \frac{M\Delta}{M_1 \omega} (c_1 - M_1 \omega^2). \quad (4)$$

Сравнивая (2) и (4) и подставляя вместо ω его значение, найдем

$$\frac{I_1}{I_0} = \frac{M}{M_1} \frac{c_1}{c} - 1. \quad (5)$$

Приведенную массу диффузора M_1 можно определить как приведенную массу консольной балки, т. е. принять ее равной, примерно, половине массы диффузора, поэтому

$$\frac{M}{M_1} = \frac{1000}{12,5} = 80.$$

Жесткость c шести болтов, опертых на палубу и жестко заделанных в отливке турбины, определяется по формуле:

$$c = 6 \frac{24 EI}{l^3} = \frac{9}{4} \pi \frac{Ed^4}{l^3}.$$

Жесткость же c_1 диффузора определяется как жесткость консольной балочки, загруженной на конце, имеющей круговое сечение среднего радиуса $r_0 = 52,5$ см с толщиной стенки $s = 0,3$ см, т. е. по формуле:

$$c_1 = \frac{3 EI_1}{l^3},$$

где

$$I_1 = \frac{1}{2} r_0^3 s.$$

Таким образом

$$\frac{c_1}{c} = \frac{2}{3\pi} \frac{r_0^3 S}{d^4} \approx 113$$

и, следовательно,

$$\frac{I_1}{I_0} = 9000,$$

так что для заклинивания крылатки в предлагаемой конструкции надо приложить к турбине импульс примерно в девять тысяч раз больший, чем к существующей.

Изменения существующей конструкции турбовентиляторов в основном относятся к диффузорам и их креплению.

Диффузор состоит из двух усеченных конусов 1, 2 (рис. 1). К первому из них приварено шесть стоек 3 с пятами 6, при помощи которых диффузор крепится непосредственно к статору турбины.

Для обеспечения жесткости диффузор в нижней и верхней частях имеет по одной обичайке 4, 7 и, кроме того, двенадцать ребер жесткости 5, установленных попарно. Между ребрами в нижнем конусе диффузора имеются отверстия, через которые проходят болты, крепящие весь агрегат к фундаменту (подволоку).

Для того чтобы диффузор мог перемещаться вместе с турбиной, не изменяя своего положения по отношению к последней, при наличии импульса от взрыва мины или авиабомбы предусмотрен зазор в 15 мм между верхней обичайкой диффузора и фундаментом турбовентилятора.

Чтобы воздух из котельного отделения через указанный выше зазор не попадал во всасывающий канал турбовентилятора, установлена прокладка 11 из парусины, которая крепится к обичайке диффузора при помощи разрезного кольца 12 и болтов 10, а к фундаменту при помощи разрезного кольца 8, которое устанавливается под имеющиеся болты, крепящие в неизменной конструкции диффузор непосредственно к фундаменту (левая часть рис. 1).

Парусиновую прокладку 11 следует ставить с небольшой складкой, дабы дать возможность свободного перемещения диффузору по отношению к фундаменту.

Для того чтобы не менять имеющихся шесть вертикальных болтов, крепящих вентилятор к фундаменту, к таковым добавляются втулки 9,

заменяющие собой приливы литой части диффузора в существующей конструкции.

Имеющиеся болты, которые крепят масляный охлаждающий трубопровод, привариваются к стойкам 3, и масляный трубопровод соответственно изгибается.

Верхний 2 и нижний 1 конусы диффузора, ребра жесткости 5, стойки 3, обечайки 4, 7 выполнены из ал. III тверд. Остальные детали — стальные.

При отсутствии ал. III тверд. таковой может быть заменен листовой ст. 3, вследствие чего вес диффузора увеличится с 25 кг до 70 кг.

Диффузор выполнен в сварном исполнении при помощи газовой сварки.

В качестве второго варианта (если таковой по технологическому процессу окажется для производителя работ проще, чем вышеописанный), предусматривающего максимальное использование существующих деталей, может быть предложено использование имеющегося диффузора. Для этого необходимо на литой части снять приливы для болтов и ребра, обеспечить зазор между диффузором и фундаментом в 15 мм, высверлить и нарезать отверстия для установки деталей 10, 11, 12 и приварить к нижнему конусу диффузора стойки 3.

Можно думать, что предложенное решение является правильным и даст при его осуществлении положительный результат.

Вентиляторы линейных кораблей

На линейных кораблях установлены центробежные вентиляторы типа «Сирокко».

Вентиляторы горизонтальные и состоят из турбины и двух расположенных с обеих ее сторон крылаток. Каждая крылатка имеет двусторонний подвод воздуха.

Вентиляторы расположены в специальном коридоре вне котельных отделений.

Смазка подшипников кольцевая. Каждый из вентиляторов за 8 лет службы с момента их установки на корабле отработал по 7500—8000 часов, причем каких-либо особых дефектов в работе за это время не наблюдалось. Слабым местом, как и у всех прочих вентиляторов, являются угольные уплотнения из-за плохого качества колец и пружин. Попутно следует отметить, что у части вентиляторов на валах под угольным уплотнением насажены никелевые втулки.

Эти втулки работают хорошо и заметных следов коррозии не имеют. Там же, где на валах надеты хромоникелевые втулки, имеются коррозионные точки глубиной 0,2—0,3 мм.

Характерным для этих вентиляторов является то, что их предельные регуляторы работают хорошо и при сотрясениях от взрывов бомб самопроизвольно не срабатывают.

Устойчивость регуляторов можно отнести, с одной стороны, за счет их конструкции, а с другой — за счет меньшей подверженности сотрясениям корпуса линейного корабля по сравнению с легкими кораблями, хотя следует отметить, что корпус линкора «Октябрьская Революция», о вентиляторах которого в данном случае идет речь, испытывал сотрясения не только от бомб, разорвавшихся вблизи от борта, но также и от их прямых попаданий, причем одна из попавших бомб была весом 500 кг.

Что касается конструкции регуляторов, то у вентиляторов линкора передача импульса от вала к быстрозапорному клапану происходит с помощью стальных шариков, заключенных в трубу, тогда как у вентиляторов лидеров, миноносцев и крейсеров передаточный механизм состоит из ряда рычагов. Последние недостаточно хорошо уравновешены, вследствие чего при получении кораблем сотрясений у рычагов возникают силы инерции, которые и приводят к срабатыванию регулятора.

Справедливость последнего была доказана специальным расчетом, произведенным после получения первых сведений о неустойчивой работе вентиляторов в начале войны.

Тогда же на основании этого расчета была предложена и новая конструкция рычагов. Она хотя и не полностью гарантировала от самопроизвольного срабатывания, но делала регуляторы значительно устойчивей.

Одновременно заводом им. Ленина была начата и конструктивно удачно разрешена работа по созданию простого и надежного регулятора, свободного от влияния сотрясений.

К сожалению, работа в связи с эвакуацией завода из Ленинграда и переходом его на новые виды продукции, до конца доведена не была и ограничилась изготовлением рабочих чертежей и частично деталей. В настоящий момент разработкой регулятора нового типа занимается ЦНИИ-45, которым разработаны конструкции, обещающие дать положительные результаты.

Попутно уместно сделать еще одно замечание, касающееся системы регулирования большинства вспомогательных механизмов, в том числе и котельных турбовентиляторов. До сего времени регулирование числа оборотов этих механизмов производится путем дросселирования рабочего пара регулировочным клапаном, причем на ряде механизмов это делается автоматически регулятором, а у таких механизмов, как турбовентиляторы, — от руки.

Как известно, способ качественного регулирования дросселированием — наименее эффективный способ, причем неэкономичность его практически ощутима тем сильнее, чем мощнее механизм и чем больше диапазон изменения его рабочих оборотов. Котельные турбовентиляторы являются механизмами, достаточно мощными и работающими в широко изменяющихся пределах оборотов. Поэтому можно предполагать, что замена качественного способа регулирования количественным с помощью изменения количества действующих сопел при работе постоянным полным давлением дала бы положительный экономический эффект.

Подытоживая все изложенное выше, можно сделать следующие выводы.

1. Пропеллерные вентиляторы, установленные на крейсерах, лидерах и миноносцах, при работе создают шум, который практически влияет на боеспособность корабля, понижая ее.

2. Расположение приемных отверстий вентиляционных шахт на крейсерах, лидерах и миноносцах не обеспечивает от попадания воды в них при взрывах вблизи от борта мин и авиационных бомб, а расположение вентиляторов непосредственно в шахтах способствует поломкам крылаток водой при ее попадании в шахту.

Особенно неудачно расположены приемные отверстия шахт носовых котельных отделений на миноносцах и лидерах в отношении заливания их водой в свежую погоду.

3. Обслуживание пропеллерных вентиляторов затруднено из-за необходимости обслуживающему составу находиться под действием струи воздуха.

4. Пропеллерные вентиляторы при параллельной работе недостаточно устойчивы в части поддержания одинакового числа оборотов на всех вентиляторах и требуют для этого особо внимательного обслуживания.

5. Предельные регуляторы вентиляторов крейсеров, лидеров и миноносцев работают неудовлетворительно, срабатывая самопроизвольно от сотрясения корпуса корабля.

6. На миноносцах совершенно неудовлетворительна система крепления вентилятора к корпусу, приводящая к заклиниванию крылаток при сотрясениях корпуса корабля.

7. У всех вентиляторов в неудовлетворительном состоянии находятся угольные уплотнения и шейки валов под ними, угольные кольца и пружины весьма низкого качества.

8. Лопасти вентиляторов на лидерах имеют недостаточную прочность и подвержены поломкам в корне.

9. Неудачным оказалось применение для смазки вентилятора насоса центробежного типа, требующего для своей работы всегда повышенного числа оборотов вентилятора.

10. Недостаточно удовлетворительна броневая защита шахт котельной вентиляции на линкоре и крейсерах, осколки бомб и снарядов проникают через броневые решетки к вентиляторам.

11. Пропеллерные вентиляторы имеют ряд конструктивных недочетов, о которых указано выше в тексте.

12. Из пропеллерных вентиляторов наименьшим количеством недостатков обладают вентиляторы крейсеров. В работе они оказались наиболее надежными.

13. Центробежные вентиляторы линкора по сравнению с пропеллерными вентиляторами являются более надежными в работе и удобными в обслуживании. Но они имеют значительно большие размеры и вес, что усложняет возможность их применения на новых кораблях.

Для улучшения конструкции, условий работы и обслуживания вновь проектируемых вентиляторов, а также для повышения надежности работы вентиляторов, установленных на кораблях в настоящее время, можно рекомендовать следующее.

1. Более широко поставить работы по изучению шумности вентиляторов и изысканию мероприятий для ее устранения.

В данном вопросе следует идти двумя путями: во-первых, подобрать такие конструктивные формы для отдельных деталей вентилятора и шахты, которые, обладая хорошими аэродинамическими свойствами, способствовали бы уменьшению шума, а во-вторых, попробовать подобрать звукопоглощающий материал для изоляции шума вентиляционных шахт.

Первые шаги в этом направлении были сделаны весной 1941 г. на заводе им. Ленина. Там проводились отдельные эксперименты по уменьшению шума у приемных отверстий испытательной камеры на стане. Для этого к приемному отверстию камеры приставлялся ящик с перегородками (направляющими) внутри. Внутренняя поверхность стенок ящика и перегородок была облицована обыкновенной папкой. Произведенными замерами было установлено, что это мероприятие дает снижение шума порядка 10%. Если без ящика шум составлял 120—118 децибелл, то с ящиком он снижался до 108—110. Это является показате-

лем, что борьба с шумом реальна и что даже столь примитивными средствами шум, хотя и незначительно, но все же был снижен.

2. На вновь проектируемых кораблях предусматривать такое расположение приемных отверстий вентиляционных шахт, а также и самих вентиляторов в шахтах, которое исключило бы попадание на крылатки больших количеств воды при взрывах и в свежую погоду.

На построенных миноносцах и лидерах необходимо разработать мероприятия, предохраняющие от заливания в свежую погоду шахты носовых котельных отделений.

3. Для предохранения масла от замерзания в зимнее время следует предусматривать в масляной цистерне вентилятора змеевики для подогрева масла.

4. Для предотвращения срыва работы вентиляторов при их параллельной работе в случае остановки одного из них целесообразно для каждого из вентиляторов иметь автоматические жалюзи. Жалюзи должны автоматически закрываться при снижении числа оборотов вентилятора (или создаваемого им напора) и тем самым не допускать внезапного падения давления в котельном отделении, а следовательно и срабатывания предельных регуляторов оставшихся в действии вентиляторов.

Автоматические жалюзи были предусмотрены при проектировании линкора (проект 23), а их конструкция разработана ЦКБ-4 и при проверке на стане опытного котла показала хорошие результаты.

5. Для облегчения обслуживания вентиляторов, особенно при их параллельной работе, необходимо иметь возможность регулировать число оборотов всех действующих вентиляторов одним общим приводом, выведенным в пост управления котлом. Для этой же цели тахометры от вентиляторов желательно иметь дистанционными, с расположением указателя поблизости от привода управления вентиляторами.

6. У всех турбовентиляторов необходимо изменить конструкцию предельных регуляторов, обеспечив их надежную работу и устойчивость при сотрясениях корабля от взрывов мин и авиабомб вблизи от борта. Для этого надо закончить работу по созданию такого регулятора, начатую в 1941 г. заводом им. Ленина, и форсировать работы ЦНИИ-45.

Можно ожидать, что разработанный заводом им. Ленина регулятор полностью удовлетворит поставленным требованиям.

Предельный регулятор — гидравлический и работает маслом от насоса, обслуживающего подшипники вентилятора.

Принцип действия его следующий: масло, подаваемое шестеренчатым насосом вентилятора, воздействует на сервомотор, связанный с паровым клапаном, и на масляный золотник. При нормальных оборотах вентилятора и соответствующем давлении масла сервомотор, паровой клапан и масляный золотник находятся в состоянии покоя.

В случае повышения числа оборотов вентилятора выше нормального, повышается и давление масла, которое начинает действовать на сервомотор и золотник. Первый приведет в действие паровой клапан и начнет его постепенно закрывать, а второй откроет отверстие для слива масла из напорного трубопровода в бачок и тем самым уменьшит давление масла в системе. С уменьшением давления золотник под действием специальной пружины вновь закроет отверстие и прекратит слив масла, а сервомотор заставит паровой клапан возвратиться в прежнее положение, т. е. увеличит впуск пара в турбину. Таким образом этот регулятор является не только предельным, но также и скоростным.

По принципу действия новый регулятор исключает возможность срыва от сотрясений, а по конструктивному оформлению он может быть легко и без больших переделок механизмов установлен на существующие механизмы.

7. На миноносцах проектов 7 и 7-у для предотвращения от заклинивания турбовентиляторов при сотрясениях корабля от взрыва бомб и мин необходимо изменить систему крепления турбовентиляторов к подволоку в соответствии с чертежом Ч-146 (2 листа) конструкторского бюро НТК.

При проектировании новых вентиляторов учитывать явление заклинивания и причины его возникновения.

8. Для всех типов вентиляторов необходимо улучшить качество угольных колец и пружин и, кроме того, поставить специальную опытно-работу по изучению причин, вызывающих коррозию шеек под уплотнениями.

9. Для обеспечения лучшего осушения вентиляторов после работы и при бездействии целесообразно продувание от них выводить не только на магистраль, но также и в трюм.

10. На миноносцах для более удобного наблюдения за уровнем масла в бачке вентилятора и его наполнением во время работы необходимо удлинить масломерное стекло и наливной трубопровод от насоса Гарда подвести непосредственно к бачку.

11. Для прокачки подшипников маслом на стоянке и перед пуском у турбовентиляторов надо предусматривать ручные масляные насосы.

12. На линкорах и крейсерах необходимо улучшить конструкцию броневых решеток в вентиляционных шахтах, обеспечив непроникновение осколков к крылаткам.

13. На лидерах проекта 1 необходимо изменить конструкцию крылатки, обеспечив прочность лопастей. Улучшенная конструкция крылатки была в 1941 г. разработана заводом им. Ленина.

14. При проектировании новых вентиляторов не следует применять в качестве масляных насосов насосы центробежного типа, как требующие для поддержания необходимого давления высоких оборотов и, следовательно, излишнего расхода пара на вентилятор при малых нагрузках котла.

15. На лидерах надо улучшить систему крепления крышек на приемных отверстиях шахт носовых котельных отделений, обеспечив надежное крепление их в заданном положении.

16. Проработать вопрос о практической целесообразности и возможности перехода на количественную систему регулирования числа оборотов турбовентиляторов, при которой изменение числа оборотов будет достигаться с помощью изменения количества действующих сопел.

ИТОГИ КОНКУРСА НА КОРАБЕЛЬНЫЙ СПАСАТЕЛЬНЫЙ ПЛОТНИК

А. И. ЛОДКИН

старший техник-лейтенант

Статья 333 Корабельного Устава Военно-Морского Флота СССР гласит:

«В военное время всякий корабль, выходящий в море, должен быть в изготовленном для боя состоянии».

Это значит, что корабль должен иметь в полной боевой готовности не только средства, предназначенные для нанесения удара противнику и для своей собственной защиты, но и все аварийно-спасательные средства для борьбы с водою, огнем и для спасения личного состава на воде, которые должны находиться в состоянии, обеспечивающем немедленное их использование для сохранения живой силы.

Принятие всех защитных профилактических мероприятий для защиты личного состава от возможных несчастных случаев, с целью предотвращения, или, по крайней мере, сведения до минимума потерь живой силы от ранений или утопления, ни в коем случае не должно рассматриваться как выражение боязливости, так как при гибели корабля командование его обязано заботиться о спасении личного состава. Боевой устав прямо говорит по этому поводу:

«Если все средства в бою исчерпаны и гибель корабля неминуема, следует его затопить, приняв все меры к спасению его личного состава» (Корабельный Устав, ст. 147).

На основании изучения опыта боевых операций на море, уже в период Великой Отечественной войны, достаточно очевидным становится тот факт, что одной из причин гибели личного состава является необеспеченность действующих боевых и вспомогательных кораблей спасательными средствами или плохая организация по спасению личного состава.

В описаниях случаев гибели боевых кораблей типа эскадренных миноносцев и, особенно, тральщиков, имевших место при взрывах на минах, торпедировании вражескими подводными лодками или от попадания авиабомб, приводятся случаи, когда погружение корабля в воду происходило в течение нескольких минут, а то даже и секунд (например эсминец «Артем» погрузился в воду за 50 секунд), т. е. время гибели кораблей было настолько коротким, что никакие из существующих в настоящее время спасательных средств не могли быть использованы.

Однако, в большом количестве случаев все-таки можно было бы воспользоваться имеющимися видами спасательных средств, но по сохранившимся документам видно, что они своевременно не изготавливались к немедленному использованию; личный состав, покидая корабль, не имел определенных мест на шлюпках, а при посадке возникала давка, шлюпки перегружались до такой степени, что даже при спокой-

ном состоянии моря они опрокидывались, буквально, у борта, вызывая много жертв. Незабываемую по силе впечатления картину оставляет описание перехода, переоборудованного под госпитальное судно, турбо-электрохода «В. Молотов» из Таллина в Кронштадт осенью 1941 г., когда вследствие плохой организации спасения личного состава и недостатка спасательных средств, при взрыве его на mine на траверзе о. Гогланд, имело место большое количество жертв. Корабль имел серьезные повреждения, но все-таки дошел до места назначения, причем много людей погибло напрасно, так как из покинувших корабль только немногие достигли берега о. Гогланд, значительная же часть людей потонула.

На основании изучения такого рода случаев можно сказать, что надежда на собственные силы у покидающих тонущий корабль бойцов, которая, вопреки здравому смыслу, в создавшейся опасной обстановке невольно переоценивается, приводит к тому, что пребывание плавающих на воде в течение продолжительного времени без спасательных средств влечет за собой большое количество жертв.

Опыт службы боевых и вспомогательных кораблей показал необходимость иметь на них спасательные средства в достаточном количестве и более эффективные, чем те, которыми располагает флот в настоящее время.

Существует несколько видов спасательных средств, к числу которых относятся: спасательные шлюпки, плоты, столы, скамьи, нагрудники, пояса, круги и пр., но большинство из них совершенно неприменимо на военных кораблях.

Основным и наиболее реальным средством являются шлюпки, но на военных кораблях назначение шлюпочного устройства сводится к обеспечению связи как между судами данного соединения, так и с берегом в случае рейдовой или портовой стоянки. Как спасательное средство, шлюпки на военных кораблях играют незначительную роль: это объясняется тем, что в боевых условиях они становятся совершенно бесполезными, так как в первую очередь подвергаются разрушению огнем противника. Вследствие этого почти все шлюпки, за исключением одной или двух, на военных кораблях перед боем снимаются, а для спасения личного состава используются другие приспособления как индивидуального пользования (пояса, нагрудники, круги), так и коллективного (плоты, койки). Кроме указанного, шлюпки, как спасательное средство, оказались малопригодными для военных кораблей по целому ряду причин, в частности, из-за невозможности воспользоваться ими для спасения при внезапной гибели корабля; из-за сложности и длительности спуска их на воду, из-за затруднений с обеспечением их живучести при попадании пуль и осколков авиабомб и артснарядов.

В кратком обзоре деятельности медико-санитарной службы кораблей эскадры Краснознаменного Балтийского Флота в Отечественную войну за навигацию 1941 г. имеется прямое указание:

1. Аварийно-спасательные средства не были достаточно отработаны на кораблях КБФ и поэтому пользование ими организовано в полной мере не было.

2. Личный состав надлежит обучить умению пользоваться всеми имеющимися в наличии спасательными средствами (пробковые матрацы, пояса, круги и пр.), рассматривая последние как вполне реальные средства спасения личного состава при аварийных случаях.

Принимая во внимание, что были зарегистрированы такие случаи, когда люди держались на воде по шесть—десять часов и более, благодаря случайно попавшим под руку предметам, как весла, койки, части шлюпочного рангоута, а также факты, подобные тому, который произошел с капитаном 3 ранга т. Шомраковым, использовавшим для спасения плавающих пустые, герметически закрытые цинковые пеналы от 130-мм снарядов, хорошо державшие на воде до 4 человек, невольно возникает мысль о создании простых и эффективных новых видов спасательных средств, отвечающих условиям боевой обстановки военных кораблей.

Наиболее реальным и осуществимым видом спасательных средств является плотик, пригодный для коллективного пользования, к которому должны быть предъявлены следующие основные требования:

1. Величина и вес плотиков должны обеспечивать спуск их на воду без применения механических средств, т. е. допускать сбрасывание их на воду вручную (в случаях внезапной гибели корабля).

2. Конструкция плотиков должна обеспечивать их прочность (при ударе о воду) и пользование ими независимо от того, в каком положении они упадут при сбрасывании судна в воду.

3. Конструкция плотиков должна обладать достаточной живучестью на случай повреждения пулями или осколками снарядов и бомб.

В мае месяце 1942 г. командование КБФ предложило заняться разработкой проекта корабельного спасательного плотика по следующему тактико-техническому заданию:

1. Назначение.

Спасение личного состава с корабля, тонущего в результате полученных боевых или навигационных повреждений.

2. Подъемная сила.

Подъемная сила КСП (корабельного спасательного плотика) должна быть рассчитана на одновременное поддержание 10 человек.

3. Время удержания на воде.

КСП должен сохранять поддерживающую силу в течение времени не менее 24 часов.

4. Материал.

КСП должен изготавливаться из материала отечественного сырья. Применение пробки и капки должно быть исключено. Материал должен быть негорючим или пропитан огнестойким составом.

5. Конструкция.

Конструкция КСП должна обеспечивать:

- а) живучесть его при повреждениях в результате попадания пуль и мелких осколков артснарядов и авиабомб;

- б) всплытие плотика с верхней палубы корабля без помощи личного состава из любого положения;

- в) компактность и удобство хранения КСП по-походному.

6. Крепление.

Крепление КСП по-походному должно быть:

- а) надежным и обеспечивать от возможных срывов с места при сотрясениях от взрывов снарядов, авиабомб и стрельбы своей артиллерии, а также в свежую и штормовую погоду;

- б) легко отдающимся при необходимости в экстренном использовании плотика;

- в) самоотдающимся при погружении верхней палубы и надстроек корабля в воду.

7. Снабжение.

Снабжение КСП должно состоять из: а) двух пар весел; б) герметического ящика с сигнальными, дымовыми шашками, ракетами, индивидуальными пакетами для перевязки раненых, флягой с пресной водой и запасом продовольствия из шоколада и сухарей.

8. Вес.

Вес КСП должен допускать свободную переноску его силами четырех человек.

Разработка технического проекта корабельного спасательного плотика была предложена проектирующим организациям НКСП и НКВМФ в порядке конкурса, в результате которого было получено 14 вариантов проектов КСП.

Рассмотрим каждый вариант в отдельности и произведем оценку его с точки зрения удовлетворения приведенному выше тактико-техническому заданию.

ВАРИАНТ I

Плотик (рис. 1) состоит из двух пловучестей: бортовой и днищевой. Бортовая пловучесть представляет собой замкнутый прямоугольный контур с заострением в носовой части; в поперечном сечении имеет вид квадрата размерами 250×250 . Днищевая пловучесть выполнена в виде пластины толщиной в 75 мм. Обе пловучести обшиты брезентом и соединяются друг с другом брезентом-мехами. В сложенном виде днищевая пловучесть подтянута к бортовой и закреплена ремнями. При попадании в воду ремни отдаются (8 штук), и по мере загрузки плотика людьми днищевая пловучесть погружается, увеличивая водоизмещение плотика.

Для предохранения от заливания плотика в свежую погоду предусмотрен фальшборт из брезента (высота 200 мм), раскрепленный на съемных стойках по углам плотика. В отверстия для весел вделаны парусиновые рукава, затягивающиеся на веретене весла.

В качестве материала для изготовления спасательного плотика принята асбопробка. Асбопробка представляет собой негорючий материал (асбест и цемент) с удельным весом в 0,22—0,25, предназначенный для целей изоляции и изготавливающийся из отечественного сырья. Асбопробка имеется в виде плит толщиной до 300 мм; легко поддается обработке для придания нужной формы. Отдельные плиты соединяются между собой водостойким клеем.

Брезентовый мешок-меха и парусиновая обшивка пловучестей пропитываются огнестойким составом и прокрашиваются краской с замедленным горением.

Сила поддержания, обеспечивающая загрузку плотика 10 человеками, создается за счет бортовой и днищевой пловучестей, выполненных из плиток асбопробки, соединенных на водостойком клее. Обе пловучести при механических повреждениях от пуль, осколков от снарядов и авиабомб практически сохраняют свою живучесть без изменения. При повреждении брезентовых мехов в виде отверстий, последние заделываются при помощи сшивки, наложения заплат или применения специально заготовленных зажимных планок.

Хранение плотиков на кораблях предусматривается на ростр-блоках, взамен шлюпок и катеров, которые по существующему положению оставляются на базе. Приспособление ростр-блоков для хранения

плотиков сводится к набору двух рядов деревянных брусьев с досками для опоры плотика. Для предотвращения перемещений в плоскости палубы устанавливаются от 4 до 6 упорных блоков, крепящихся к указанным брусьям. Хранение может производиться на роостр-блоках и при наличии шлюпок, тогда доски для опор укладываются непосредственно на борта шлюпок. При наличии места на вертикальных стенках надстроек плотики могут быть подвешены на них на крюках за спасательные леера.

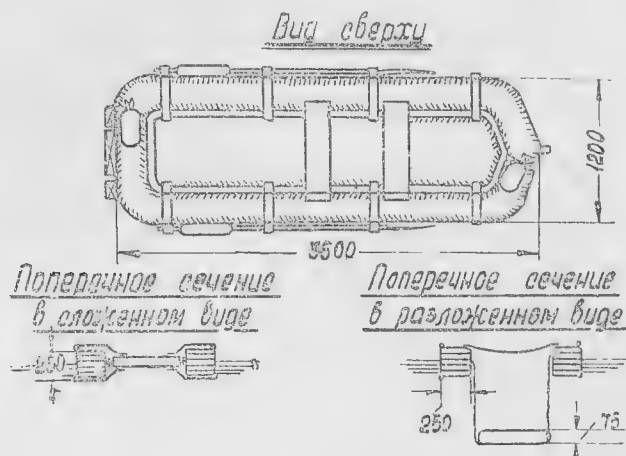


Рис. 1.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика		
длина	$L=3600$	мм
ширина	$B=1200$	"
высота	$H=250$	"
2. Полный вес плотика		
корпус	$G_1=184$	кг
снабжение	$G_2=49$	"
3. Грузоподъемность:		
10 чел. по 80 кг=800 кг		
4. Полное водоизмещение:		
объемное	$V=1,650$	м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=1695$	кг
5. Запас пловучести 39%		

Все предметы снабжения и необходимые продукты питания (в количестве, указанном в ТТЗ) помещены в двух резиновых кисах, которые укреплены по оконечностям плотика. Кисы плотно зашнурованы и крепятся концами через отверстия для стоек фальшборта. Запас воды предусмотрен увеличенный, на случай повреждения фляг пулями и осколками. Весла закреплены на наружных стенках бортовой пловучести (одна пара является запасной).

Крепление плотика на корабле по-походному осуществляется рычажно-сахарным устройством, детальная разработка которого не произведена. Схема устройства такова: основным элементом крепления является достаточно прочный рычаг, один конец которого упирается в сахарную балочку, а второй (короткий) входит в кольцо от бандажа, удерживающего плотик в заданном положении. Сахар прикрыт жестяным колпачком для предохранения от брызг. При затоплении сахарная балочка

легко разрушается, освобождает длинный конец рычага, который, поворачиваясь, освобождает кольцо банджа; плотик освобождается и при поднятии уровня воды всплывает.

Положительными качествами варианта I являются:

- а) большая живучесть плотика при попадании пуль и осколков,
- б) простота конструкции основных элементов (пловучестей).

К недостаткам этого варианта следует отнести:

- а) отсутствие в условиях Ленинграда заполнителя пловучестей (асбопробки) и трудности его получения в тылу;
- б) большой вес плотика в собранном виде.

Кроме того, отсутствуют проверенные опытом данные о том, что асбопробка способна поддерживать пловучесть (не намокая) в течение 24 часов.

Устройство для самовсплывания, основанное на рычажно-сахарном принципе, в действии ненадежно, так как рычаги требуют тщательного ухода (очистка от ржавчины, смазки и т. д.), а сахарная балочка неминуемо разрушится на палубе корабля от действия атмосферной влаги и волны или исчезнет по какой-либо другой причине.

ВАРИАНТ II

В положении по-походному, когда плотик находится в сложенном виде, он имеет форму двух цилиндров (рис. 2), соединенных между собой по образующей линии. Каждый цилиндр плотика состоит из двух полых полуцилиндров, скрепленных между собой по кромкам на шарнирах, а по торцевым стенкам — короткими деревянными рейками. Чтобы разложить плотик, необходимо при помощи рукоятки выдернуть оси из шарниров двух верхних полуцилиндров и торцевых реек. Тогда верхние полуцилиндры поворачиваются на шарнирах, расположенных по внешним кромкам цилиндров на 180° , и ложатся на воду. После этого поперечные балки со стойками для уключин открепляются от полуцилиндров и устанавливаются поперек плотика, соединяя уже четыре полуцилиндра. Крепление балок к плоту производится при помощи тросов, одни концы которых прикреплены к рымам плотика, а другие, предварительно пропущенные сквозь отверстия в балках, закреплены на утках, имеющих на самих балках. Стойки для уключин под весла поднимаются и раскрепляются при помощи оттяжек.

По материалу, из которого изготавливается плотик, может быть осуществлено два варианта: 1) из оцинкованного железа и 2) из фанеры.

В первом варианте обшивка полуцилиндров и водонепроницаемые переборки изготавливаются из оцинкованного кровельного железа толщиной 0,5 мм, причем для соединения переборок с обшивкой их нужно паять к обшивке. Стыки обшивки делаются внахлест и пропаяиваются с двух сторон. Металлические переборки могут быть заменены фанерными с обвязкой по краям из дерева и крепиться к обшивке на гвоздях или винтах.

Во втором варианте и обшивка и переборка изготавливаются из 4-мм фанеры, причем принцип конструкции остается без изменения. Фанера покрывается существующими красками, предохраняющими от воспламенения при действии высоких температур.

Сила поддержания плотика создается пловучестью герметически закрытых полуцилиндров, причем непроницаемость последних достигается сплошной пайкой по стыкам обшивки и наличием парусиновых прокладок на сурике между обшивкой и поперечными переборками. Каждый полуцилиндр имеет 9 поперечных переборок (из них по 2 торцевых) и делится таким образом на 8 отсеков. Таким делением на

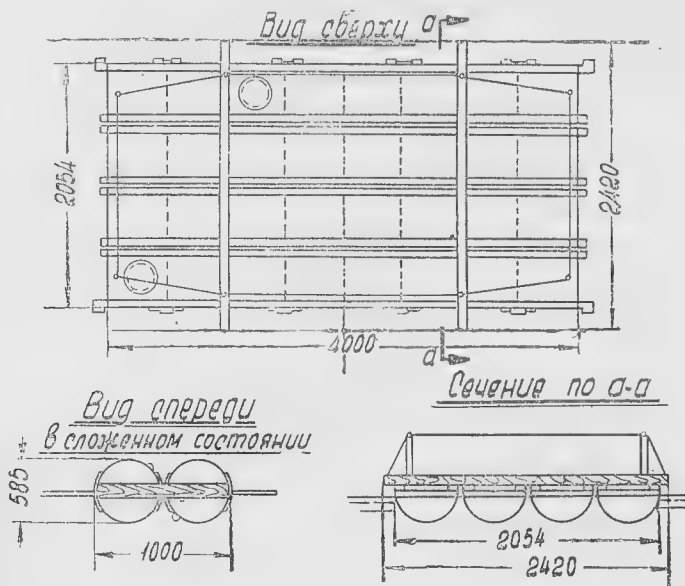


Рис. 2.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:	
длина	$L=4000$ мм
ширина в сложен. виде	$B_1=1000$ "
ширина в разлож. виде	$B_2=2420$ "
высота в сложен. виде	$H_1=585$ "
высота в разлож. виде	$H_2=750$ "
2. Полный вес плотика:	$G=205$ кг
корпус	$g_1=173$ "
снабжение	$g_2=32$ "
3. Грузоподъемность:	10 чел. по 80 кг = 800 кг
4. Полное водоизмещение:	
объемное	$V=1,565$ м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=1605$ кг
5. Запас пловучести	37,5%

отсеки создается достаточная живучесть плотика, так как при повреждении нескольких отсеков пловучесть его будет все-таки обеспечена оставшимися целыми отсеками. При запасе пловучести в 37,5% для поддержания 10 человек допустим выход из строя, по крайней мере, 6—8 отсеков, причем еще будет сохраняться некоторая величина надводного борта.

Хранение плотика на корабле производится в сложенном виде (когда габариты его по ширине уменьшаются вдвое), причем он не имеет выступающих частей и может лежать на палубе или быть подвешен к борту или к надстройкам.

Снабжение плотика состоит из предметов, предусматриваемых ТТЗ, в число которых входят весла, сигнальные ракеты, дымовые шашки, санитарные пакеты, продукты питания и запас пресной воды. Все предметы снабжения и питания размещаются в двух полуцилиндрических отсеках длиной по 0,5 м. Доступ в эти отсеки предусмотрен наличием горловин с крышками, задраивающимися на барашках.

Крепление плотика на палубе или надстройках корабля осуществляется металлическим тросом, который вполне обеспечивает его стабильность в положении по-походному. В то же время крепление это позволяет достаточно легко и быстро освободить плотик и выбросить его на воду, для чего нужно отдать только один талреп. Для самоотделения плотика от корабля при погружении верхней палубы или надстроек в воду предусматривается специальная пружинная защелка, имеющаяся на одном конце троса. При погружении в воду вступает в действие сила пловучести плотика; в момент, когда натяжение в крепящем тросе достигает 300 кг, пружинная защелка обеспечивает размыкание замка. Специальный крюк обеспечивает отдачу второго конца троса, исключая возможность его запутывания.

Положительным качеством варианта II проекта КСП является его компактность при хранении на палубе корабля.

Серьезнейшим недостатком является необходимость готовить плотик на воде силами личного состава, для спасения которого он предназначен.

В сложных условиях (в темное время, в свежую погоду, при низкой температуре) раскрыть плотик на воде не удастся, и он будет использоваться в том виде, в котором хранился на палубе. Кроме того, шарнирные соединения и запоры представляют собой узлы, которые при недостаточно внимательном уходе за ними всегда могут отказаться в критический момент.

Изготовление плотиков из фанеры должно быть отвергнуто, по причине хрупкости конструкции.

Устройство для самовсплывания сложно и ненадежно по своей конструкции, так как имеет много механических деталей, которые при обожравлении будут заедать.

ВАРИАНТ III

По своему внешнему виду (рис. 3) плотик имеет форму саней с полозьями, параллельными диаметральной плоскости. Эта форма выбрана из соображений упрощенной технологии его изготовления при сохранении, хотя бы в некоторой мере, мореходных качеств. Корпус плотика состоит из нескольких отсеков, образованных бортами и системой продольных и поперечных переборок. По днищу плотика проходят четыре стрингера, а поперечные переборки одновременно являются и банками.

По бортам плотика имеются места для уключин и предусмотрены гнезда для установки мачты с парусом; швартовное устройство используется для подъема и спуска плотика на воду. По борту имеются леера для плавающих.

Основным материалом для изготовления плотиков является листовая сталь (ст. 3 норм.), толщина которой колеблется в пределах от 0,8 до 1,0 мм.

Пловучесть плотика, необходимая для поддержания спасающихся людей, создается за счет непроницаемых отсеков, образованных переборками, которые заполняются герметически запаянными жестяными ци-

линдрами или кассетами. Цилиндрами заполняются 8 бортовых отсеков. Имеющийся запас пловучести позволяет рассчитывать на возможность дополнительно поддерживать 10—15 человек, которые, будучи на плаву, держатся за спасательные леера, проходящие по бортам плотика.

Хранение плотика предусматривается на открытых и свободных местах палубы или мостиков; подвеска на бортах и стенках рубок и надстроек невозможна. На настиле палуб должны быть предусмотрены деревянные бруски, играющие роль кильблоков.

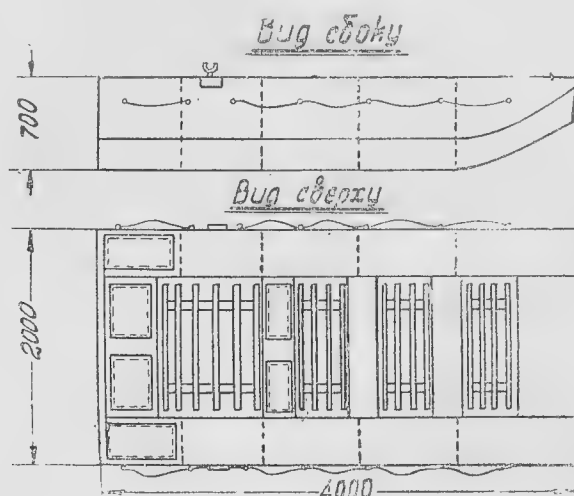


Рис. 3.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L=4000$ мм
ширина	$B=2000$ "
высота	$H=700$ "
2. Полный вес плотика $G=250$ кг

корпус	$g_1=175$ "
снабжение	$g_2=75$ "
3. Грузоподъемность:

10 чел. по 80 кг	$= 800$ кг
------------------	------------
4. Полное водоизмещение:

объемное	$V=3,000$ м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=3080$ кг
5. Запас пловучести 42%

Снабжение и запасы продовольствия хранятся в специальных отсеках на корме плотика и банках-переборках. Весла и мачта принайтвлены внутри плотика.

Крепление к палубе судна предусматривается при помощи гидравлического выключателя, который обеспечивает и самовсплывание при затоплении водой; имеется рукоятка для ручной отдачи.

Недостатками варианта III КСП являются:

- а) асимметрия корпуса плотика относительно горизонтальной плоскости, вследствие чего при падении в воду плотик может оказаться днищем вверх, т. е. в нерабочем положении;
- б) большие габариты плотика;
- в) большой вес плотика, не допускающий переноски его силами 4 человек.

Устройство гидравлического выключателя проработано в недостаточной мере и неприемлемо, так как для надежности действия требует тщательного ухода.

ВАРИАНТ IV

В плане плотик имеет овальную форму (рис. 4) с круговым образованием носовой оконечности и при наличии плоских участков на продольных бортовых стенках и в кормовой части. Такая форма принята из соображений достижения удовлетворительной ходкости под веслами и удобства хранения плотика на палубе судна в вертикальном положении (с опорой как на кормовой стенке, так и на бортовых).

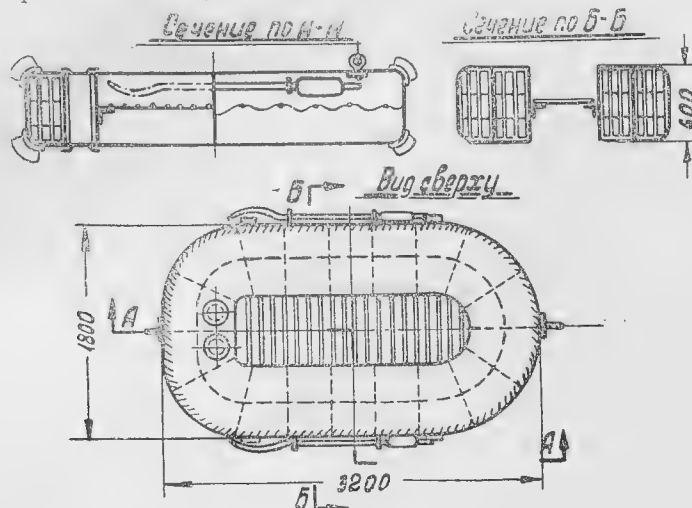


Рис. 4.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L=3200$ мм
ширина	$B=1800$ "
высота	$H=600$ "
2. Полный вес плотика $G=220$ кг

корпус	$g_1=176$ "
снабжение	$g_2=44$ "
3. Грузоподъемность: 10 чел. по 75 кг = 750 кг
4. Полное водоизмещение:

объемное	$V=2,790$ м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=2860$ кг
5. Запас пловучести = $\frac{2860 - 970}{2860} \cdot 100 = 66\%$

С конструктивной точки зрения плотик представляет собой полу трубу с прямоугольным поперечным сечением. По ширине труба разделяется на внешнюю и внутреннюю полости вертикальной переборкой, проходящей по центру поперечного сечения. Кроме того, имеются 18 поперечных диафрагм, обеспечивающих совместно с продольной переборкой деление плотика на водонепроницаемые отсеки, часть из которых для увеличения живучести заполняется консервными (или выполненными по типу консервных) банками диаметром в 90 мм и высотой

180 мм. Соединение отдельных элементов конструкции, как, например, вертикальных и горизонтальных поверхностей самого плотика, или присоединение продольных и поперечных переборок к этим поверхностям выполняется газовой или контактной сваркой с отбуртовкой фланцев. Предусмотрена возможность применения клепки с обязательной прокладкой в местах соединения парусины на сурике.

Для буксировки и подъема краном в носовой и кормовой частях плотика имеются обушки; для хода под веслами по каждому борту приварены отрезки труб под уключины; две пары весел крепятся на бортовых плоскостях. На середине высоты по всему периметру плотика проходит леер из стального троса для поддержания плавающих на воде людей.

Плотик выполнен из листовой оцинкованной стали толщиной в 0,5—0,8 мм, чем достигаются требования обеспечения негорючести. Консервные банки, которыми заполнены внешние отсеки, сделаны из жести толщиной 0,2 мм. Все металлические детали плотика и снабжения должны быть оцинкованы.

В неповрежденном состоянии плотик при полной загрузке имеет запас пловучести в 66% по отношению к полному водоизмещению. Поддерживающая сила плотика возникает за счет водонепроницаемых отсеков, число которых при 18 поперечных переборках достигает 36. Живучесть плотика увеличивается за счет заполнения отсеков консервными банками из жести. В случае пробойны отсека пулей или осколком снаряда затопливается водой только пространство между банками и 2—3 поврежденные банки, что значительно повышает способность плотика сохранять достаточную силу пловучести. Банками заполняются только внешние отсеки, что принято из соображений наименьших потерь величины момента инерции площади действующей ватерлинии относительно продольной оси при повреждении отсеков. По произведенным расчетам непотопляемость плотика обеспечена даже при затоплении всех отсеков по одному из бортов.

Хранение плотика по-походному на корабле производится в любом положении, в зависимости от имеющегося свободного пространства, как в горизонтальном положении на палубе, так и в вертикальном у стенок надстроек и рубок, причем в последнем случае возможны два варианта с опорой на кормовую стенку или на одну из бортовых. Никаких специальных устройств для хранения плотика не требуется.

Снабжение плотика не выходит за пределы, требуемые ТТЗ, и хранится в двух внутренних отсеках в кормовой части с герметическими крышками сверху и снизу, так что доступ к ним возможен независимо от того, какой стороной плотик погрузится в воду.

Крепление по-походному предусмотрено в двух вариантах независимо от положения, в котором плотик хранится на судне, и обеспечивает быстроту и простоту отдачи его вручную и в то же время рассчитано на самовсплывание. По первому варианту обушки плотика, служащие для буксировки, закрепляются при помощи пружины, которая самостоятельно производит отдачу при погружении плотика в воду в момент, когда подъемная сила достигает $\frac{1}{3}$ величины его полной пловучести. По второму варианту для самоотдачи служит гидростат, который при погружении плотика на глубину 3 м освобождает от оттяжек, крепящих его к палубе или надстройкам корабля.

Недостатком варианта IV проекта КСП является сложная технология его изготовления, требующая горячей гибки листов с двойной по-

гибью и исключительно тщательной сварки (тонкий материал, легко коррозийный).

Кроме того, при повреждениях плотика осколками и пулями для ремонта его требуется удаление поврежденного района и сварка новой секции, что также представляет технологические трудности.

Устройство для самовсплывания, основанное на пружине и гидростате, неприемлемо по причинам, указанным выше.

ВАРИАНТ V

В плане плотик имеет форму прямоугольника (рис. 5) без заострения оконечностей; в сечении по шпангоутам плотик представляет собой две трубы круглого сечения, что принято из соображений простоты покрытия парусиной пучка бамбуковых палок без применения твердых каркасов.

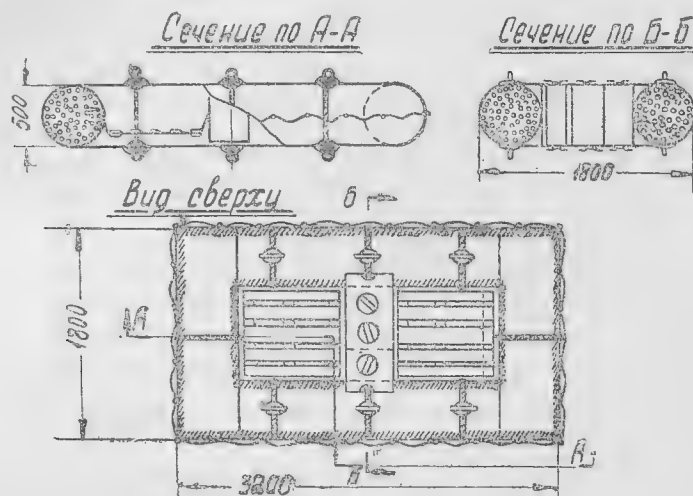


Рис. 5.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L=3200$ мм
ширина	$B=1800$ "
высота	$H=500$ "
2. Полный вес плотика $G=169$ кг

корпус	$g_1=125$ "
снабжение	$g_2=44$ "
3. Грузоподъемность:

10 чел. по 75 кг	$=750$ кг
------------------	-----------
4. Полное водоизмещение:

объемное	$V=1,520$ м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=1560$ кг
5. Запас пловучести $= \frac{1560 - 919}{1560} \cdot 100 = 41\%$

Корпус плотика представляет собой горизонтальный пучок бамбуковых палок, плотно обтянутый парусиной. Для придания жесткости в углах плотика бамбуковые палки, расположенные по длине, перекрывают такие же палки нижележащего ряда по ширине плотика.

В середине длины плотика имеется металлическая банка для хранения провизии и снабжения. Внутренние полости плотика имеют парусиновый пол с деревянным настилом, который предназначается для обеспечения сухости ног пассажиров, сидящих на корпусе плотика.

Основным материалом плотика принят бамбук, исходя из следующих соображений: обеспечения максимальной живучести и непотопляемости, простоты изготовления корпуса плотика и легкости конструкции. Применение бамбуковых палок позволяет достичь большого количества как бы отдельных ячеек корпуса, обеспечивающих необходимую живучесть. Удельный вес бамбука равен 0,4, что позволяет при данных габаритных размерах значительно снизить вес конструкции по сравнению с другими материалами.

Обшивка выполняется из специальной морской вареной парусины с водоупорной пропиткой. Деревянные бруски, из которых сделана решетка на парусиновом полу во внутренних полостях плотика, пропитываются огнестойким составом.

Пловучесть плотика и его подъемная сила создаются за счет бамбуковых палок. Произведенные расчеты показывают, что при повреждении парусиновой наружной оболочки безопасность плавания обеспечивается, причем поперечная метацентрическая высота в этом случае равна 0,63 м. Однако в этом случае следует избегать несимметричных нагрузок, так как момент инерции действующей площади ватерлинии при переходе осадки за пределы свыше 0,25 м резко падает и такого рода нагрузки будут неблагоприятны.

Корпус плотика не имеет разделительных переборок, так как наличие последних при определенных случаях затопления вызвало бы нежелательные крены и диференты, а в случае их отсутствия проникновение воды внутрь будет вызывать только равномерное увеличение осадки.

Хранение и крепление плотика на корабле производится совершенно аналогично предыдущему варианту, а самовсплывание обеспечивается применением либо пружины, либо гидростатического прибора, так же как указано ранее.

При всей своей оригинальности конструкции вариант V проекта КСП имеет следующие совершенно очевидные недостатки:

а) отсутствие не только в Ленинграде, но и вообще в пределах СССР необходимых для снабжения плотиками кораблей ВМФ запасов бамбука;

б) прекрасная горючесть бамбука; при этом горение сопровождается исключительно резким и сильным треском, напоминающим пулеметные очереди (лопаются камеры между перемычками);

в) недостаточная жесткость конструкции, особенно в узлах.

Устройство для всплытия при помощи пружины и гидростата не может быть принято по причинам, указанным ранее.

ВАРИАНТ VI

Настоящий вариант спасательного плотика (рис. 6) представляет собой пример нежесткой конструкции, разработанной с целью получения плотика малых размеров и небольшого веса. Основной идеей данного проекта (как и варианта VII) является применение нежесткого корпуса, который, находясь на корабле, занимает минимально возможные габариты, а, оказавшись в воде, автоматически наполняется воздухом,

всплывает на поверхность воды и приобретает свои конечные размеры, необходимые для поддержания определенного количества людей.

Плотик состоит из двух основных элементов: корпуса и связанного с ним пневматического устройства.

Корпус представляет собой парусиновую оболочку, разделенную на секции парусиновыми же переборками, вшитыми изнутри. Для доступа внутрь секции на каждой из них имеется прорезь, окаймленная парусиновыми полосками с люверсами для шнуровки. По наружному

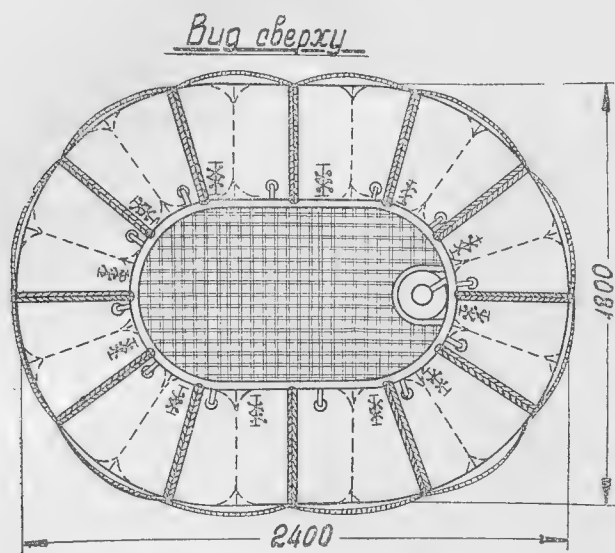


Рис. 6.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L = 2400$ мм
ширина	$B = 1800$ "
высота	$H = 500$ "
2. Полный вес плотика $G = 80$ кг

корпус	$g_1 = 50$ "
снабжение	$g_2 = 30$ "
3. Грузоподъемность:

5 чел. по 75 кг	$= 375$ кг
-----------------	------------
4. Полное водоизмещение:

объемное	$V = 1,040$ м ³
весовое ($\gamma = 1,025$)	$D = 1070$ кг
5. Запас пловучести $= \frac{1070 - 455}{1070} \cdot 100 = 57,5\%$

контуру парусиновой оболочки имеется пеньковый спасательный леер, а с внутренней стороны пришивается специальный карман, в котором размещается воздушный баллон. Внутренняя полость плотика имеет сетку из пенькового троса, служащую для предохранения людей от падения в воду.

В каждую секцию парусинового чехла через прорезь вкладывается резиновая подушка с отростком, посредством которого подушка соединяется с гибким резиновым шлангом.

В каждом отростке имеется невозвратный клапан, а кроме того каждая подушка снабжена ниппелем для подкачки воздуха ручным насосом на случай, если в этом будет необходимость. Ниппели выведены через наружную сторону парусиновой оболочки.

Материалом для наружной оболочки и внутренних переборок служит парусное серое полотно № 4; внутренние подушки изготавливаются из резины 1-й группы по техническим условиям № 233 на 1940 г. Ленинградского завода резиновых технических изделий.

Пловучесть и необходимая сила поддержания создаются за счет наполнения резиновых подушек сжатым воздухом.

Полный запас пловучести для неповрежденного плотика составляет 57,5% от полного его водоизмещения при надутых подушках. Живучесть плотика обеспечивается делением его корпуса на 12 самостоятельных отсеков, причем в случае повреждения отдельных подушек плотик будет держаться на воде с заданным грузом и израсходует весь запас пловучести при выходе из строя пяти подушек.

Что касается хранения плотика на корабле, способа его крепления и самовсплывания, то все эти устройства совершенно аналогичны описанным в вариантах IV и V.

Снабжение плотика и необходимый запас провизии и питьевой воды размещается в герметически закрытом ящике, который вместе с веслами, парусом и пр. принайтзован к внутренней сетке с одной из ее сторон. В случае, если плотик будет сброшен на воду так, что все запасы окажутся на нижней стороне сетки, необходимо предусмотреть такое крепление, чтобы их можно было перетащить наверх при помощи пенькового или стального тросика.

Пневматическое устройство имеет своей целью автоматическое наполнение резиновых подушек плотика сжатым воздухом при погружении его в воду на заданную глубину. Это осуществляется при помощи: воздушного баллона, гидростата и гибкого шланга с перепускными невозвратными клапанами. Давление воздуха в баллоне принято 35 ат, а в подушках — 0,2 ат.

Воздушный баллон состоит из резервуара емкостью в 7 л, головки, имеющей назначение перепускать воздух из баллона в подушки, и клапана для наполнения баллона сжатым воздухом.

Гидростат действует по принципу гидростатического давления на диафрагму, которая, перекрывая коробку гидростата, находится с внутренней стороны под действием пружины, а с наружной стороны под давлением воды. Натяжение пружины отрегулировано на напор, равный 3 м водяного столба. При погружении гидростата с баллоном в воду на глубину свыше 3 м оттягивается стопор у головки баллонов; шток головки, заканчивающийся бойком, освобожденный от стопора, под воздействием пружины пробивает латунную тонкую пластинку, припаянную к головке баллона, и открывает доступ воздуха из баллона в трубопровод и подушки плотика.

Гибкий шланг имеет отростки, к которым присоединяются подушки плотика.

Недостатками варианта VI проекта КСП являются:

а) дефицитность материала (резины) не только в Ленинграде, но и в СССР;

б) сложность и ненадежность в корабельных условиях для автоматического наполнения воздухом;

в) плохая стойкость резины на воздействие высокой и низкой температур;

г) неудовлетворительная сопротивляемость воздействию пламени;

д) невозможность заполнения воздухом при обмерзании.

Устройство для самовсплывания неприемлемо по причинам, изложенным при описании вариантов IV и V.

ВАРИАНТ VII

В данном варианте (рис. 7) предлагается конструкция полужесткого спасательного плотика, которая в основном совершенно аналогична описанной в варианте VI, за исключением следующих деталей:

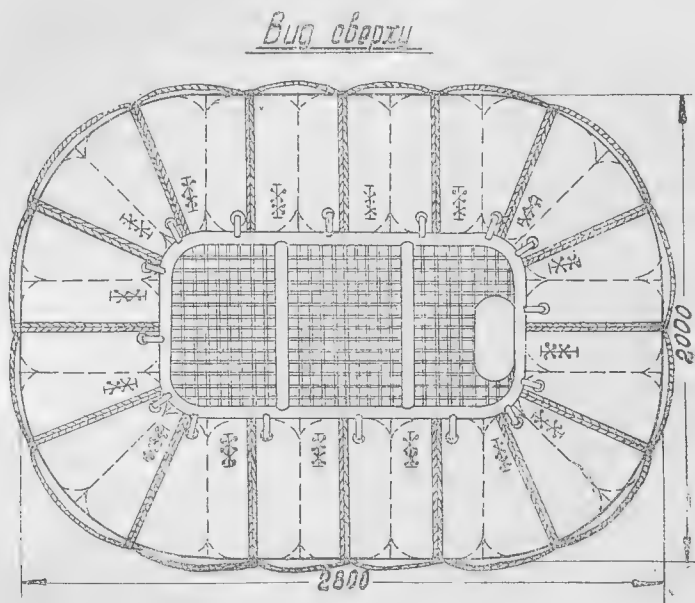


Рис. 7.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L = 2800$ мм
ширина	$B = 2000$ "
высота	$H = 600$ "
2. Полный вес плотика $G = 120$ кг

корпус	$G_1 = 60$ "
снабжение	$G_2 = 60$ "
3. Грузоподъемность:

10 чел. по 75 кг	$= 750$ кг
------------------	------------
4. Полное водоизмещение:

объемное	$1,800$ м ³
весовое ($\gamma = 1,025$)	1850 кг
5. Запас пловучести $= \frac{1850 - 670}{1850} \cdot 100 = 53\%$

1. Трубопровод из гибкого резинового шланга в настоящем варианте заменен рамкой из дуралюминиевой трубы, которая одновременно служит двум целям: как воздухопровод от баллона к подушкам и как жесткий контур для оболочки плотика.

2. Емкость воздушного баллона увеличена с 7 до 10,5 л.
 3. Увеличены габариты плотика; диаметр парусиновой оболочки увеличен с 500 до 600 мм.

4. Количество резиновых подушек, вкладывающихся в парусиновую оболочку, увеличено с 12 до 16, что повышает живучесть плотика.

5. В снабжении плотика предусматривается парус на телескопической съемной штанге.

Вариант VII неприемлем в основном по тем же причинам, что и вариант VI.

ВАРИАНТ VIII

Плотик (рис. 8) представляет собой конструкцию, состоящую из четырех поплавков, закрепленных на металлической трубчатой раме.

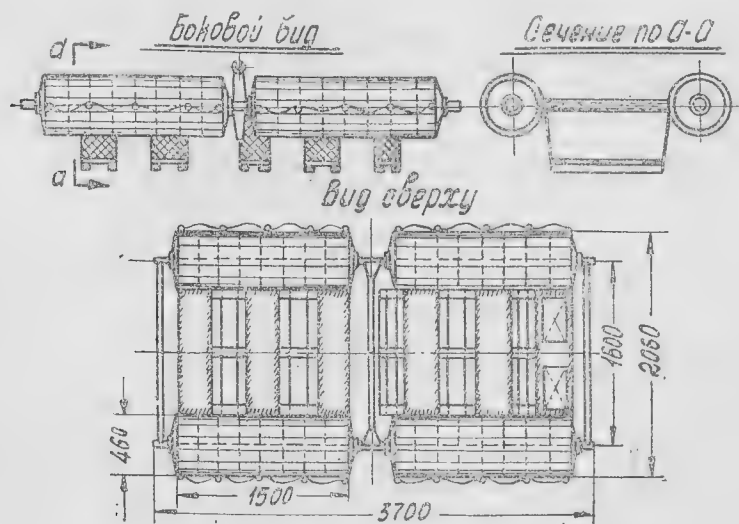


Рис. 8.

Таблица главных элементов плотика

- Габариты плотика:

длина	$L=3700$ мм
ширина	$B=2060$ "
высота	$H=460$ "
- Полный вес плотика $G=145$ кг

корпус	$g_1=125$ "
снабжение	$g_2=20$ "
- Грузоподъемность:

10 чел. по 60 кг	$=600$ кг
------------------	-----------
- Полное водоизмещение:

объемное	$V=1,050$ м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=1080$ кг
- Запас пловучести $= \frac{1080 - 745}{1080} = 31\%$

В проекте предусматриваются три варианта конструкции рамы, которые могут быть выбраны в зависимости от условий размещения плотиков на корабле. Эти варианты имеют целью дать возможность при хранении плотика по-походному уменьшить габаритные размеры. Рама изготавливается из труб, две из которых идут параллельно продольной оси плотика и служат для закрепления на них поплавков, а три трубы

расположены перпендикулярно продольной оси плотика и служат для соединения продольных труб и составляют в совокупности с последними одну общую жесткую раму. Между собой трубы соединяются электро-сваркой при помощи книц. По виду поперечных труб может быть три вышеуказанных варианта:

1. Рама с шарнирными соединениями на поперечных трубах, позволяющими складывать плотик при креплении его по-походному.

2. Рама с поперечными трубами, сконструированными по телескопическому принципу, позволяющему сближать поплавки между собой.

3. Рама жесткой конструкции с цельными поперечными трубами, при которой габариты плотика остаются все время неизменяемыми.

При первых двух вариантах неизбежно будет увеличиваться вес плотика в пределах до 10 кг.

Поплавки, закрепленные на раме, имеют цилиндрическую форму, и каждый из них набирается из отдельных элементов, выполненных в виде полых коробочек, имеющих форму четверти цилиндра. Для удобства соединения элементов с трубчатой рамой центральный угол их срезан по радиусу, равному наружному радиусу трубы. Чтобы предотвратить возможность перемещения элементов по периметру трубы и вдоль нее, на последней привариваются продольные и поперечные планочки. Все элементы обтянуты снаружи парусиновым чехлом, причем между чехлом и элементами ставится прокладка из стекловолокна толщиной в 5 мм, имеющая своим назначением смягчать удары и равномернее распределять внешние динамические усилия.

Между поплавками натянуты парусиновые банки для сидения, между которыми имеются сетки с доньшками из парусины, натянутой рейками, служащие для предотвращения возможности соскальзывания людей в воду. На крайнем сидении имеются карманы для хранения продовольствия.

Посредине рамы на кронштейнах устанавливаются уключины, а к поперечной трубе (средней) подвешиваются стремена для создания упора гребцам. По наружным стенкам поплавков имеется спасательный леер.

Материалом для рамы служат стальные трубы с толщиной стенок в 2—3 мм. Для изготовления элементов поплавков наиболее подходящим материалом является листовая латунь, которая в настоящих условиях может быть заменена белой жстью или тонкой листовой сталью.

Плоские стенки элементов приняты толщиной в 2,0 мм, а по образующей цилиндра — 0,4 мм. Внешняя оболочка сделана из морской парусины водоупорной пропитки, а прокладка между парусиновым чехлом и элементами поплавков предусматривается из стекловолокна. Банки для сиденья и карманы для снабжения — из толстой парусины, а сетки и спасательные лееры — из пенькового троса.

Пловучесть плотика создается за счет полых водонепроницаемых элементов, из которых состоят поплавки. Каждый поплавок состоит из 32 элементов, а весь плотик из 128; такое дробление на отдельные водонепроницаемые отсеки очень благоприятно влияет на увеличение живучести плотика при повреждении его пулями или осколками снарядов. Общий запас пловучести плотика при нормальной загрузке по отношению к полному водоизмещению равен 31%.

Хранение плотика на корабле по-походному может производиться как плашмя на палубе, так и в вертикальном положении у стенок надстроек или рубок.

Снабжение плотика предусматривается в пределах ТТЗ, причем кроме этого имеется компас, электрический фонарь, нож, свисток и пр. мелкий инвентарь, который, так же как и продовольственные запасы, располагается в четырех жестяных банках, закрепленных ремнями в парусиновых карманах на крайних сидениях.

Крепление плотика разработано в двух вариантах, каждый из которых может быть применен при любом способе хранения плотика на корабле (как при горизонтальном, так и при вертикальном его расположении). В первом варианте крепление производится при помощи автоматического клапана, в котором крепежный штырь удерживается пружиной, покоящейся на сахарной призме. Растаявшая от соприкосновения с водой призма освобождает пружину и выводит штырь из проушины скобы, удерживающей плотик. Во втором варианте схема крепления действует по гидравлическому принципу, причем в качестве поплавка использован сам плотик.

Недостатками варианта VIII являются:

а) необходимость готовить плотик на воде силами спасающегося личного состава;

б) сложность и ненадежность конструкции (шарнирные соединения или телескопические трубы);¹

в) недостаточная общая прочность плотика, так как при ударе о воду при сбрасывании с палубы цилиндры в местах крепления к трубчатой раме будут деформироваться и терять герметичность.

Пружинно-сахарное крепление неприемлемо по причинам, изложенным выше.

ВАРИАНТ IX

В плане (рис. 9) плотик имеет форму шестиугольника, продольные стенки которого несколько удлинены; внутренняя полость, образованная замкнутым трубчатым корпусом плотика, также имеет форму вытянутого шестиугольника, подобного внешнему.

Корпус плотика представляет собой призматическую замкнутую конструкцию, в поперечном сечении имеющую аналогичный вытянутый шестиугольник. Таким образом кормовая и носовая оконечности имеют заостренные очертания, способствующие улучшению ходкости плотика.

Корпус плотика выполнен в виде металлического кожуха, состоящего из двух симметричных секций, внутрь которого заложены непроницаемые камеры по типу жестянок от консервов, с запаянными или закатанными на резиновой прокладке бортами.

Для увеличения жесткости как внешнего кожуха, так и водонепроницаемых камер на плоских стенках их выдавлена гофрировка в виде полукруглых желобков, направленных в кожухе выпуклостью наружу, а на камерах—выпуклостью внутрь. Форма водонепроницаемых камер подобрана таким образом, что они заполняют внутреннюю полость кожуха почти без промежутков. Разнообразие форм водонепроницаемых камер, ограничивается всего двумя; одна форма для заполнения прямых участков плотика выполнена в виде призмы, поперечное сечение которой представляет ромб со стороной в 175 мм; длина камеры 480 мм, а объем равен $12,7 \text{ дм}^3$, причем в корпусе плотика эта форма повторяется 50 раз. Другая форма для заполнения углов имеет правую и левую модели и повторяется в плотике 12 раз в виде правой и 12 раз в виде левой модели; объем этой формы равен 10 дм^3 .

После того как камеры уложены в нижнюю половину кожуха, они закрываются верхней половиной, которая соединяется с нижней посредством отогнутых фланцев на металлических шурупах с приварными гайками для них.

В носовой и кормовой частях внутренней полости плотика размещаются еще две водонепроницаемые камеры, каждая из двух отсеков, предназначенных для хранения провизии и воды.

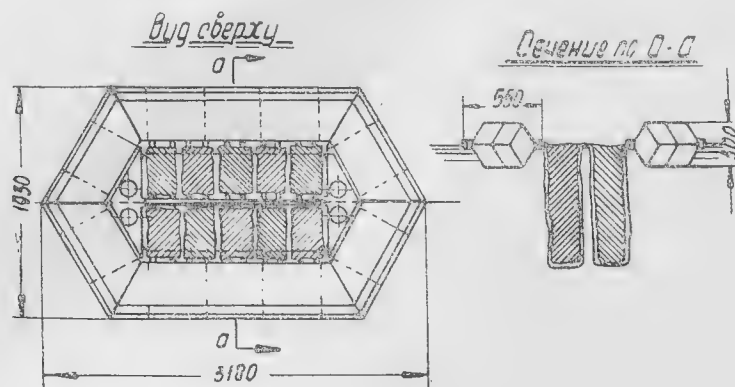


Рис. 9.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:		
длина	$L=3180$	мм
ширина	$B=1930$	"
высота	$H=300$	"
2. Полный вес плотика $G=160$ кг		
корпус	$g_1=137$	"
снабжение	$g_2=23$	"
3. Грузоподъемность:		
	10 чел. по 60 кг	$=600$ кг
4. Полное водоизмещение:		
объемное	$V=0,950$	м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=975$	кг
5. Запас пловучести $= \frac{975-760}{975} \cdot 100 = 22\%$		

Вместо подножной решетки внутренняя полость плотика заполняется комплектом водонепроницаемых парусиновых мешков принятого в американском флоте типа. Применение мешков дает следующие преимущества: при тихой погоде вода не будет попадать в мешки совершенно, а в свежую погоду, когда они будут заливаться водой, их легко освободить от нее, выворачивая их за лямки. Между рядами мешков натянут стальной тросик, который служит для упора ног для сидящих на кожухе и облегчает вылезание из мешка, служа опорой для рук.

Материалом для кожуха служит оцинкованная сталь толщиной не более 0,8 мм, а для внутренних герметических камер—белая или черная жельсть толщиной в 0,25 мм. Спасательные мешки и лямки к ним выполняются из морской водоупорной парусины. Все металлические детали корпуса, оборудования и снабжения должны быть оцинкованы.

Пловучесть плотика и подъемная сила для поддержания 10 человек создаются всем кожухом корпуса, который должен быть непроницаемым. Для неповрежденного плотика запас пловучести по отношению к общему водоизмещению равен 22%. Пловучесть плотика обеспечивается наличием герметических камер, общее количество которых достигает 78 штук. В случае повреждения корпуса пулей или осколком заполняется водой пространство между камерами и несколько самих поврежденных камер. Для полной потери запаса пловучести нужно, чтобы из строя вышло около 50 камер, но даже в этом случае плотик будет не только сохранять свою собственную пловучесть, но сможет поддерживать 10 человек, плавающих в воде.

Снабжение плотика, а также необходимый запас продовольствия и питьевой воды хранятся в герметически закрытых банках, размещенных во внутренней полости плотика, причем доступ в эти камеры имеется и сверху и снизу, так что не зависит от того, какой стороной плотик будет погружен в воду. Весла предусмотрены короткие и без уключин и хранятся на ремнях на кожухе со стороны внутренней полости.

Хранение плотика должно производиться на палубе судна в горизонтальном положении, причем предусматривается специальное его крепление при помощи рычажно-пружинного устройства, прижимающего плотик к палубе за фланец кожуха. Пружинное устройство отрегулировано так, чтобы прижимная сила находилась в пределах 150—175 кг; при соблюдении этого условия сила пловучести, возникающая при погружении плотика вместе с кораблем под воду, заставит сработать прижимную пружину, и плотик, освободившись от креплений, всплывает на поверхность воды.

Недостатками варианта IX являются:

- а) недостаточная жесткость конструкции, обеспеченная исключительно кожухом, состоящим из двух половин, соединенных на шурупах;
- б) сложность изготовления гофрированных кожуха и камер;
- в) размещение личного состава в индивидуальных мешках, которые затрудняют посадку людей и могут явиться причиной гибели в случае перевертывания плотика или потери пловучести.

Пружинно-рычажное устройство неприемлемо по ранее изложенным причинам.

ВАРИАНТ X

Плотик в плане (рис. 10) имеет форму прямоугольника со срезанными под 45° углами и внутреннюю полость, также в виде прямоугольника с закругленными углами.

Конструкция корпуса плотика состоит из отдельных воздушных ящиков, представляющих собой прямоугольные параллелепипеды с закругленными ребрами боковых продольных граней. Угловые ящики имеют фасонную форму. Все ящики связаны в одну общую конструкцию при помощи двух колец, состоящих из труб, приваренных к пластинам ящиков. Наружное и внутреннее трубчатые кольца выполнены в форме, описанной в самом начале.

Такая конструкция обеспечивает гибкость плотика на плаву и достаточную жесткость при его переносках.

Все ящики (кроме двух средних, предназначенных для хранения запаса) делятся пополам водонепроницаемыми поперечными переборками, а торцевые стенки ящиков для увеличения их жесткости подкреплены ребрами из полосок. Два средних ящика снабжены сверху и снизу ввинчивающимися пробками для погрузки запаса.

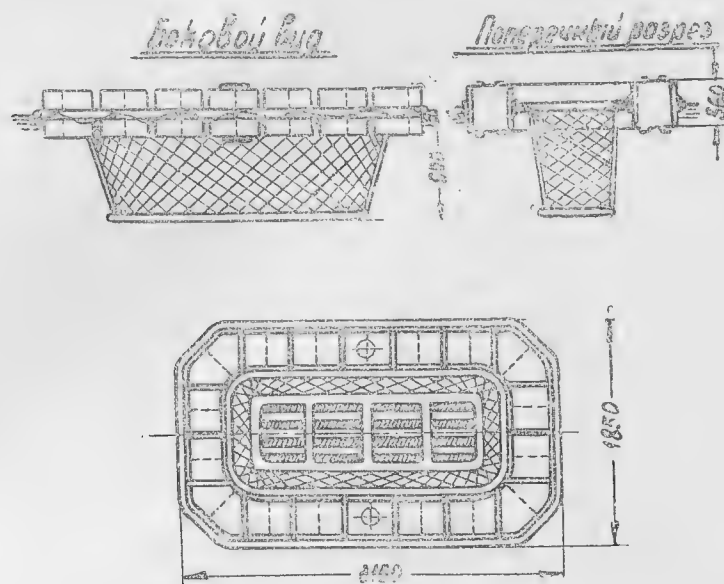


Рис. 10

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L = 3150$ мм
ширина	$B = 1850$ "
высота	$H = 360$ "
2. Полный вес плотика

корпус	$G = 146$ кг
снабжение	$g_1 = 126$ "
	$g_2 = 20$ "
3. Грузоподъемность:

10 чел. по 60 кг	$= 600$ кг
------------------	------------
4. Полное водоизмещение:

объемное	$V = 0,947$ м ³
весовое ($\gamma = 1,025$)	$D = 972$ кг
5. Запас пловучести = $\frac{972 - 746}{972} \cdot 100 = 23,5\%$

К внутреннему трубчатому кольцу плотика прикреплена металлическая сетка, оканчивающаяся металлическим доньшком.

К наружному кольцу при помощи приваренных к нему обушков и колец крепится пеньковый спасательный леер.

Материалом для ящиков является листовая сталь толщиной 0,6 мм, такой же толщины приняты и ребра жесткости; доньшки ящиков сделаны из стали толщиной 0,5 мм, а поперечные переборки из стали толщиной 0,26 мм. Трубы для наружного и внутреннего колец приняты с толщиной стенок в 1 мм и наружным диаметром в 38 мм. Сетка из металлического троса диаметром 1,95 мм.

Пловучесть плотика создается воздушными ящиками-поплавками, общее число которых равно 18. Для увеличения живучести каждый ящик (кроме двух) разделен на два водонепроницаемых отсека поперечными переборками, что дает в общей сложности 34 непроницаемых отсека. Полный запас пловучести по отношению к полностью погруженному плотнику составляет 23,8% и утрачивается при повреждении пулями или осколками около 10 отсеков.

На судне плотик может крепиться как в горизонтальном положении на палубе, так и в вертикальном положении у стенки любой надстройки. И в том, и в другом случае плотик крепится в четырех точках при помощи автоматического устройства, состоящего из откидного захвата типа глаголь-гака, удерживаемого в замкнутом состоянии спиральной пружиной с силой сжатия в 150 кг. При погружении плотика в воду возникающая подъемная сила размыкает захват и освобождает плотик. Предусмотрен специальный рычаг, позволяющий легко и быстро освободить плотик от крепления вручную.

Положительными качествами варианта X проекта КСП являются:

- а) простота конструкции и технологии изготовления,
- б) малые габариты и вес плотика.

Недостатком этого варианта является крепление пловучестей к трубчатому каркасу приваркой. При ударе о воду при сбрасывании плотика с палубы корабля, а также при ударе волн пловучести потеряют герметичность в местах приварки.

Устройство для самовсплывания имеет большое количество деталей, требующих тщательного ухода (чтобы была обеспечена надежность его действия), чего в корабельных условиях при хранении на открытом воздухе добиться трудно; это и служит основной причиной, почему оно не было принято.

ВАРИАНТ XI

Форма плотика в плане (рис. 11) представляет собой правильный прямоугольник.

Конструктивно корпус плотика состоит из двух поплавков, выполненных в виде цилиндров, внешний диаметр которых равен 605 мм, и соединенных в одно общее целое при помощи четырех досок, располагающихся по торцевым стенкам поплавков.

Каркас поплавков состоит из шести поперечных переборок, связанных между собой четырьмя продольными брусками, которые врезаны в переборки и соединены с ними шурупами. Каркас обшит фанерой, которая обклеена парусиной. Фанера крепится к каркасу на гвоздях. Парусина после обтяжки прошпаклевана и окрашена в шаровый цвет. Поверх парусины в местах переборок наложены рейки, прикрепленные на шурупах. К этим рейкам крепится мешок из парусины, который заполняет внутреннюю полость плотика и имеет вшитые в него деревянные рейки, препятствующие потере формы. На наружной стороне поплавков и по доскам с торцевых сторон плотика имеется пенковый спасательный леер.

Основным материалом плотика является дерево. Бруска каркаса и поперечные переборки, доски по торцевым стенкам и рейки поверху фанеры — из сосны; фанерная обшивка также сосновая, толщиной

в 2 мм. Мешок и парусиновый чехол сделаны из ангарной суровой парусины водонепроницаемой пропитки. Пеньковый спасательный обвес из смоленого пенькового каната окр. 26 мм. Ящик для аварийного запаса металлический, из оцинкованного железа, с четырьмя пробками на резьбе.

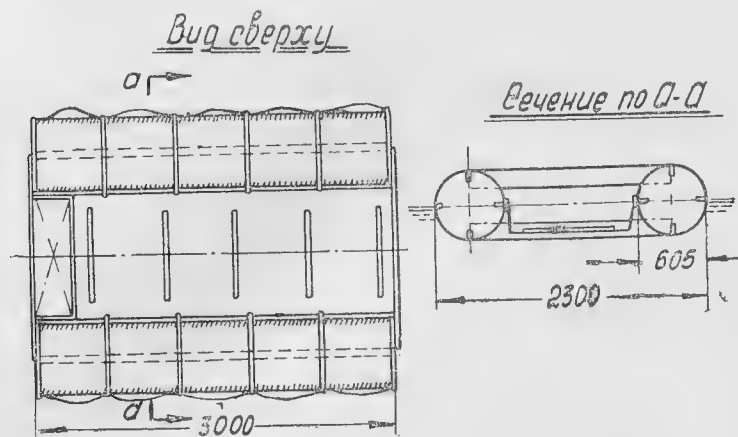


Рис. 11.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:	
длина	$L=3000$ мм
ширина	$B=2300$ "
высота	$H=605$ "
2. Полный вес плотика	
корпус	$G=108$ кг
снабжение	$g_1=88$ "
	$g_2=20$ "
3. Грузоподъемность:	
	10 чел. по 60 кг=600 кг
4. Полное водоизмещение:	
объемное	$V=1,700$ м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=1740$ кг
5. Запас пловучести =	
$\frac{1740-708}{1740} \cdot 100=60\%$	

Пловучесть плотика обеспечивается непроницаемыми воздушными поплавками. Каждый поплавок состоит из 5 непроницаемых отсеков, всего имеется 10 отсеков. Запас пловучести в неповрежденном состоянии равняется 60% по отношению к полному водоизмещению, но быстро утрачивается при повреждении осколками снарядов или пулями.

На судне плотик устанавливается вместо шлюпок на роостр-блоках, которые должны быть снабжены самоотдающимися задержниками, основанными на действии пружины, которая сжимается под действием всплывающего плотика и освобождает его от крепления.

Вариант XI неприемлем, так как материалом плотика служит дерево, т. е. живучесть его и негорючесть не обеспечиваются. Кроме того, при переменном воздействии на плотик влаги и солнечных лучей обеспечение его водонепроницаемости будет сильно затруднено.

Устройство самоотдачи страдает недостатками, указанными выше.

ВАРИАНТ XII

Спасательный плотик (рис. 12) имеет в плане прямоугольную форму со срезанными углами и с внутренней полостью также в виде прямоугольника.

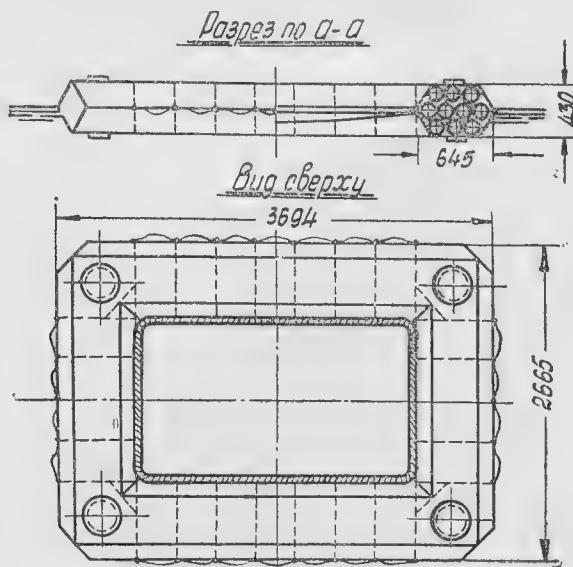


Рис. 12.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:		
длина	$L=3694$	мм
ширина	$B=2665$	"
высота	$H=430$	"
2. Полный вес плотика $G=251$ кг		
корпус	$g_1=216$	"
снабжение	$g_2=35$	"
3. Грузоподъемность:		
	10 чел. по 80 кг	$=800$ кг
4. Полное водонизмещение:		
объемное	$V=1,800$	м ³
весовое ($\gamma=1,025$)	$D=1845$	кг
5. Запас пловучести $= \frac{1845 - 1051}{1845} \cdot 100 = 43\%$		

Корпус плотика образован двумя продольными и двумя поперечными поплавками шестигранного сечения. По углам в местах соединения продольных и поперечных пловучестей вделаны ящики для снабжения и запаса продовольствия.

Корпус плотика выполнен из переклейки и разделяется на отдельные отсеки поперечными переборками. Каждый отсек заполняется консервными банками стандартного образца. Сверху переклейка обтягивается парусиновым чехлом.

Внутренняя полость плотика занята парусиновым мешком, на котором и находятся спасающиеся люди; по наружной кромке плотика имеется спасательный пенковый леер.

Основным материалом является березовая переклейка толщиной 3 мм, из которой изготавливаются и поперечные переборки. Наружный чехол шьется из тонкого водоупорного брезента. Как фанера, так и брезентовый чехол пропитываются одним из существующих огнестойких составов. Консервные банки и угловые ящики для запасов провизии и воды сделаны из жести и герметически запаены.

Пловучесть плотика создается деревянными поплавками, причем сохранение ее и живучесть, в случаях повреждения наружной оболочки, обеспечиваются заполнением поплавков герметически запаянными консервными банками, размеры которых приняты по длине в 340 мм и диаметром в 154 мм. В поперечном сечении поплавок укладывается 10 банок, а всего по периметру размещается 22 ряда банок (всего 220 банок). Полная пловучесть от всех банок 1,4 м³, что и будет иметь место при повреждении наружной обшивки, составляя при нормальной нагрузке запас пловучести около 40%. Весь запас пловучести израсходуется при повреждении порядка 60 банок, причем плотик будет еще держаться на плаву и поддерживать 10 человек. Запас пловучести при неповрежденной наружной оболочке составляет 43% по отношению к полному водоизмещению.

Хранение плотика по-походному предусматривается на палубе корабля в прямоугольном открытом ящике, причем плотик удерживается на месте двумя деревянными грузами из круглых брусев на пеньковых концах. Комингс ящика предохраняет плот от смывания волной и сбрасывания штормовым ветром или потоком газов при стрельбе из орудий главного калибра. В случае необходимости деревянный груз легко выбрасывается из ящика, и плот может быть спущен на воду. В случае затопления корабля, ящик заполняется водой через отверстия в комингсе и через его края, деревянные брусья при этом всплывают, и плотик освобождается.

Вариант XII неприемлем по тем же причинам, что и вариант XI. Устройство для самовсплывания предусматривает хранение плотика в горизонтальном положении, что неприемлемо в условиях военного корабля.

ВАРИАНТ XIII

Плотик (рис. 13) представляет собой правильный прямоугольный параллелепипед с размерами 2000×1400×390. Конструктивно плотик представляет собой жесткий деревянный каркас, набранный из брусков прямоугольного сечения и досок, соединенных между собой на металлических шурупах.

Внутри жесткого каркаса располагаются воздушные баллоны, которые могут быть выполнены как жесткими (металлическими), так и мягкими. Каркас имеет рамную крестовину, которая делит корпус плотика на четыре совершенно равные части.

Снаружи каркас имеет парусиновый чехол, плотно обтягивающий весь плотик, в котором имеются прорезы на шнуровке, дающие возможность осмотра внутренних воздушных баллонов на предмет проверки их прочности. Посредине продольных стенок с наружной стороны плотика к чехлу пришиваются парусиновые конверты, в которые вставляются металлические банки с запасами провизии и снабжением. По всему периметру плотика имеется пеньковый спасательный леер, за который и держатся спасающиеся. Весла хранятся на ремнях на верхней и нижней поверхностях плотика.

Основным материалом для каркаса плотика является дерево — сосновые бруски и доски. Верхний парусиновый чехол сшит из специальной морской вареной парусины водоупорной пропитки; из этой же парусины изготавливаются карманы для банок с провизией. Сами банки металлические — из белой жести или оцинкованной стали. Внутренние воздушные баллоны могут быть двух вариантов: мягкие — из прорезиненной аэростатной ткани, или жесткие — из оцинкованной листовой стали или жести.

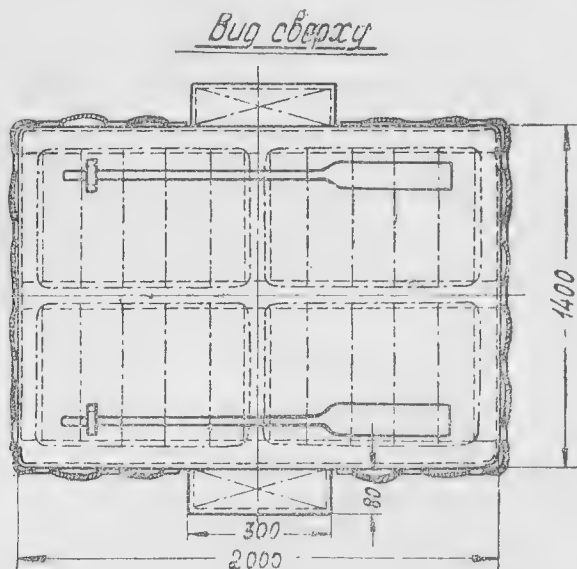


Рис. 13.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L = 2000$ мм
ширина	$B = 1400$ "
высота	$H = 390$ "
2. Полный вес плотика $G = 160$ кг

корпус	$g_1 = 145$ "
снабжение	$g_2 = 15$ "
3. Грузоподъемность:

10 чел.	$= 420$ кг
---------	------------
4. Полное водоизмещение:

объемное	$V = 0,830$ м ³
весовое ($\gamma = 1,025$)	$D = 850$ кг
5. Запас пловучести $= \frac{850 - 580}{850} \cdot 100 = 32\%$

Пловучесть плотика в неповрежденном состоянии определяется полным объемом всего корпуса, заключенного в парусиновый чехол; запас пловучести по отношению к полному водоизмещению равен 32% (вес одного человека, плавающего на воде, принят равным 42 кг). В основном пловучесть плотика и его поддерживающую силу обеспечивают воздушные, герметически запаиваемые баллоны внутри каркаса. Для увеличения живучести при повреждениях от попадания пуль или осколков снарядов баллоны делятся водонепроницаемыми переборками на отсеки. Каждый баллон разделен на 5 отсеков, т. е. всего имеется

20 непроницаемых отсеков, что сильно увеличивает способность плотика выполнять свое назначение даже при серьезных повреждениях.

Хранение плотика по-походному может производиться в любом положении: как в горизонтальном — на свободных участках палубы, так и в вертикальном — у стенок надстроек и рубок, причем не требует никаких особых устройств кроме нескольких деревянных брусков, выполняющих роль киль-блоков в первом случае, или кронштейнов самого простого типа — во втором случае.

Крепление производится при помощи стального троса, который в сочетании со звеном и глаголь-гаком связан со специальным буйком, обеспечивающим самовсплывание плотика при погружении корабля в воду.

Вариант XIII наиболее прост по конструкции из числа всех представленных, но имеет следующие недостатки:

- а) в качестве материала для рамы принято дерево;
- б) пловучесть плотика при сравнительно больших размерах недостаточна;
- в) размещение спасающихся на плотике неудобно.

ВАРИАНТ XIV

Второй вариант спасательного плотика (рис. 14), представленный КБ НТК, в принципе имеет много общего с вышеописанным вариантом XIII.

Плотик в плане имеет форму правильного прямоугольника с прямоугольной же внутренней полостью.

Корпус плотика состоит из продольных и поперечных пловучестей, соединенных в одно целое при помощи жесткого деревянного каркаса, набранного из брусков и досок, соединенных на шурупах. Внутреннее пространство в каркасе заполнено воздушными баллонами, которые, в зависимости от наличия материала и производственных возможностей мастерских, могут быть мягкими или жесткими.

После того как баллоны установлены на место, весь плотик обшивается наружным парусиновым чехлом, который плотно обтягивается по каркасу и имеет прорези на боковых стенках для того, чтобы дать возможность периодически производить осмотр воздушных баллонов и их замену, в случае если к этому имеется необходимость. В местах прорезей предусмотрены специальные клапаны, обеспечивающие невозможность проникновения воды внутрь чехла. Прорези зашнуровываются смоленным пеньковым тросом.

Внутренняя полость плотика имеет сетку с жесткой рамкой по днищу, в которой и находятся спасающиеся люди; с внутренней стороны на поперечных стенках плотика к парусиновому чехлу пришиты парусиновые карманы, в которых находятся запаянные металлические банки с запасом провизии и необходимым снабжением. По наружному периметру плотика имеется пеньковый спасательный обвес для поддержания плавающих на воде людей.

Материалом для каркаса плотика служит дерево — набор из сосновых брусков и досок, соединенных на оцинкованных шурупах. Наружный парусиновый чехол изготавливается из специальной морской вареной парусины водоупорной пропитки. Внутренние воздушные баллоны выполняются либо из прорезиненной аэростатной ткани (в этом случае крепление поперечных переборок и соединение отдельных кусков ткани производится на специальном клею), либо жесткие — из белой жести

или листовой оцинкованной стали (в этом случае переборки припаиваются к стенкам баллона). Парусиновый чехол окрашивается сверху в шаровый цвет; все металлические детали конструкции должны быть оцинкованы.

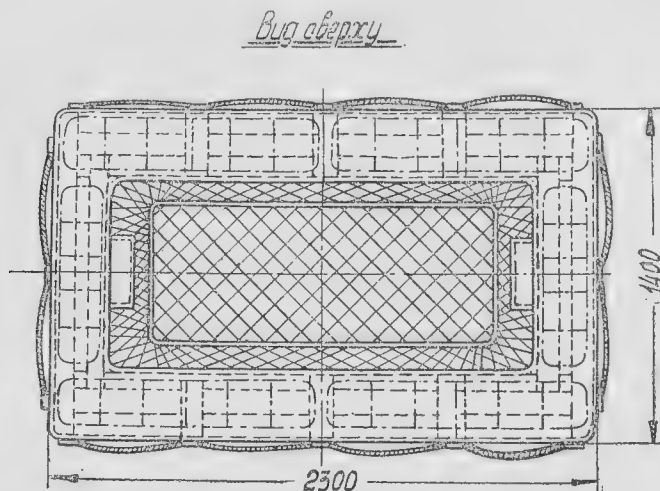


Рис. 14.

Таблица главных элементов плотика

1. Габариты плотика:

длина	$L = 2300$ мм
ширина	$B = 1400$ "
высота	$H = 500$ "
2. Полный вес плотика $G = 208$ кг

корпус	$g_1 = 190$ "
снабжение	$g_2 = 18$ "
3. Грузоподъемность:

10 чел.	$= 250$ кг
---------	------------
4. Полное водоизмещение:

объемное	$V = 0,625$ м ³
весовое ($\gamma = 1,025$)	$D = 640$ кг
	640 — 458
5. Запас пловучести $= \frac{640 - 458}{640} \cdot 100 = 28\%$

Пловучесть плотика в неповрежденном состоянии создается всем объемом корпуса, заключенного в парусиновый чехол, который в данном случае считается непроницаемым, и запас пловучести составляет 28% по отношению к полному водоизмещению, при этом предполагается, что вес людей, находящихся в сетке, уменьшается до 25 кг на человека. В случае повреждения осколками или пулями пловучесть создается самим каркасом и воздушными баллонами. Внутренних воздушных баллонов имеется шесть: два по поперечным стенкам, каждый по пять отсеков и четыре по продольным стенкам, каждый по шесть отсеков. Деление баллонов на отсеки преследует целью увеличение живучести плотика при возможных повреждениях от попадания пуль или осколков снарядов и авиабомб.

Хранение плотика по-походному и крепление совершенно аналогичны приведенному в варианте XIII и основаны на вспомогательном буйке, осуществляющем самовсплывание плотика.

Преимуществами варианта являются:

- а) простота конструкции и технологии изготовления;

б) надежность соединения рамы и пловучестей при помощи чехла, исключающего возможность повреждения пловучести при ударе о воду и волны;

в) простота и удобство замены поврежденных пловучестей;

г) высокая живучесть;

д) возможность использования в качестве пловучестей того материала, который имеется в наличии (жестяных баллонов, консервных банок, асбопробки и пр.).

Недостатком этого варианта является применение дерева в качестве материала для рамы.

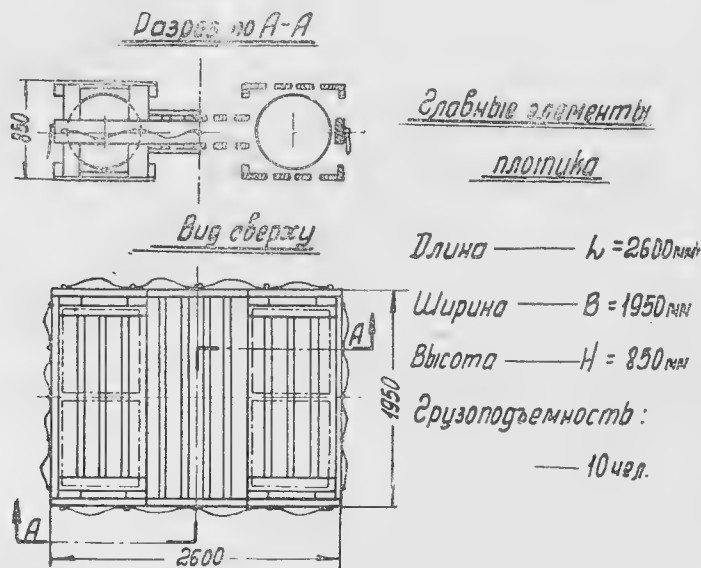


Рис. 15.

Устройство для самовсплывания, в конструкции которого полностью исключены механические детали, представляется надежным и простым.

Комиссией, назначенной для рассмотрения представленных вариантов проектов КСП, было признано, что ни один из представленных проектов не может полностью удовлетворить поставленному заданию. Лучшими из них были признаны вариант XIV, разработанный конструкторским бюро НТК (способ хранения пловучестей в раме, простота конструкции, простота ремонта, живучесть, устройство для самовсплывания) и вариант X, разработанный ЦКБ-32 (материал рамы). На основе этих двух вариантов был разработан окончательный проект корабельного спасательного плотика (КСП-1), в котором были учтены все недостатки, изложенные ранее.

Описание КСП-1 приводится ниже.

Необходимо отметить, что в иностранных флотах также имеется жизненная потребность в эффективных спасательных средствах. В английских и американских журналах все чаще встречаются указания о применении новых видов спасательной одежды, а также средств коллективного спасения в виде плотиков, один из которых представлен на рис. 15.

Плотик представляет собой жесткую деревянную раму (каркас), в которую свободно вкладываются металлические водонепроницаемые барабаны, имеющие цилиндрическую форму. Конструкция плотика, изображенного на рис. 15, неприемлема для военных кораблей из-за большого количества дерева. Однако надо отметить как положительное качество данного плотика — отсутствие жесткой связи между каркасом и пловучестями, наличие которой при ударе о воду при сбрасывании плотика с корабля неизбежно влечет за собой деформирование пловучестей в местах крепления, а, следовательно, нарушение их герметичности.

ПРОЕКТ КОРАБЕЛЬНОГО СПАСАТЕЛЬНОГО ПЛОТИКА КСП-1

Окончательный проект корабельного спасательного плотика (КСП-1) был разработан КБ НТК и утвержден Военным Советом КБФ, приказом которого был принят на вооружение кораблей КБФ.

Как видно из рис. 16, плотик во всех трех проекциях: в плане, в виде спереди и боковым виде, имеет форму правильного прямоугольника со срезанными под 45° углами. Максимальные габаритные размеры плотика таковы: длина = 3120 мм, ширина = 1915 мм и высота по угловым баллонам = 510 мм. Конструктивно плотик состоит из жесткой металлической рамы, назначение которой — придать достаточную прочность и жесткость корпусу плотика как в положении на плаву, когда он будет загружен спасающимися людьми, так и при его переносках. Кроме того, рама выполняет функции связей корпуса плотика, объединяющих отдельные пловучести в единое целое, удерживающих их в требуемом положении и создающих заданную форму плотика. Вторым основным конструктивным элементом плотика являются пловучести, которые и выполняют основное назначение плотика как спасательного средства, т. е. создают силу поддержания, обеспечивающую пловучесть самого плотика и способность его воспринимать нагрузку от десяти человек спасающихся.

Рама представляет собой объемную конструкцию, состоящую из двух плоских колец, соединенных между собой стойками и крестовинами из полосовой стали, а в местах пересечения отрезками труб. Каждое плоское кольцо имеет вид прямоугольного контура со срезанными под 45° углами, т. е. имеет очертания плотика. Изготавливаются кольца рамы из газовых труб с внутренним диаметром в $3/4$ ". При наличии двух поперечных и двух продольных труб, концами своими присоединяющимися к наружному контуру, плоское кольцо представляет собой решетку. Образовавшийся центральный прямоугольник представляет собой внутреннюю полость плотика, а четыре бортовых прямоугольника и четыре угловых квадрата предназначаются для размещения пловучестей. Все соединения отдельных элементов рамы между собой производятся при помощи электросварки, причем предусмотрена такая конструкция, изготовление которой не требует применения ни горячих, ни холодных гибочных работ.

Весь плотик состоит из восьми отдельных пловучестей. Две продольные и две поперечные пловучести имеют форму правильных цилиндров, а четыре угловые пловучести представляют собой кубы со срезанными гранями. Каждая цилиндрическая пловучесть состоит из отдельных ме-

таллических воздушных баллонов длиной в 400 мм и с основанием, имеющим форму круга диаметром в 500 мм. Каждый баллон имеет две поперечные водонепроницаемые переборки, разделяющие его на три равных по величине отсека. Баллон представляет собой обичайку из жести толщиной 0,4 мм, в которую впаяны два доньшка и две поперечные диафрагмы, отфланжированные по краям, толщиной также по 0,4 мм.

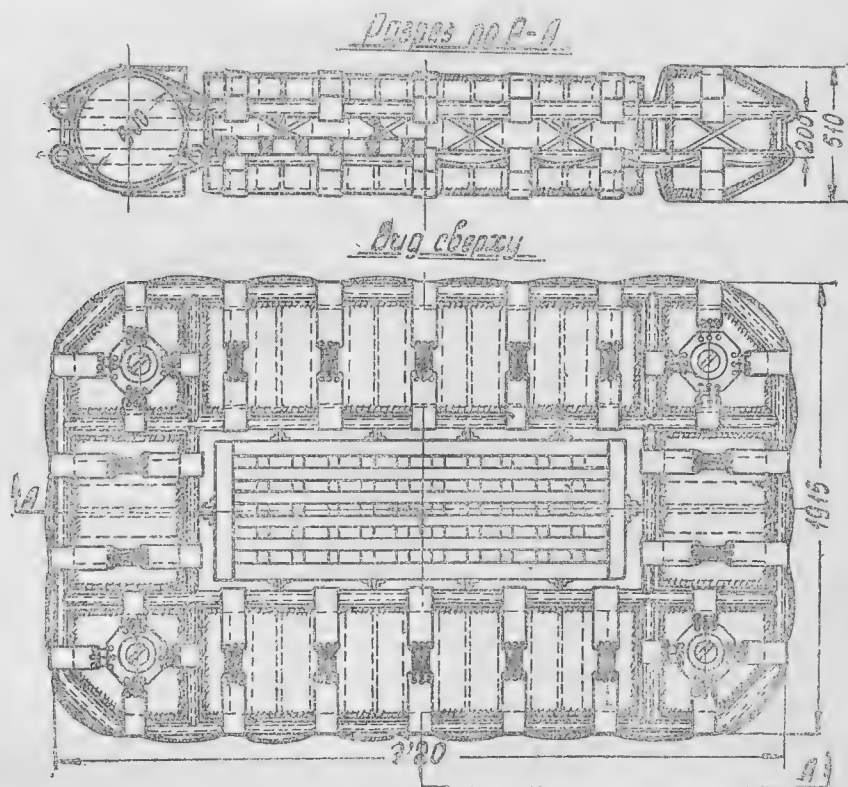


Рис. 16.

Таблица главных элементов КСП-1

1. Габариты плотика:	
длина	$L=3120$ мм
ширина	$B=1915$ "
высота	$H=510$ "
2. Полный вес	
корпус	$G=238$ кг
снабжение	$g_1=213$ "
	$g_2=25$ "
3. Грузоподъемность:	
	10 чел. по 75 кг=750 кг
4. Количество отсеков	
	46
5. Полное водоизмещение:	
объемное	$V=1,550$ м ³
весовое	$D=1600$ кг
6. Запас пловучести:	
	$\frac{1600-988}{1600} \cdot 100=38\%$

Каждая продольная пловучесть состоит из пяти воздушных баллонов, а поперечная — из двух баллонов. Баллоны вставляются в парусиновый чехол, который плотно обтягивается и зашивается.

Угловые пловучести представляют собой каждая отдельный фасонный воздушный баллон, имеющий форму куба с усеченными гранями. Высота углового баллона равна 510 мм, т. е. несколько превышает диаметр остальных пловучестей, что сделано из следующих соображений: толщина стенок углового баллона равна 0,5 мм, что создает большую жесткость его по сравнению с цилиндрическими баллонами, поэтому для того, чтобы при хранении плотика в горизонтальном положении нагрузка от его собственного веса воспринималась бы не цилиндрическими пловучестями, а угловыми, высота последних задана несколько большей.

Угловые баллоны предназначены также и для хранения, оговоренного по ТТЗ, запаса продовольствия, питьевой воды и снабжения, для чего в середине баллона впаена цилиндрическая жестяная труба. В верхней и нижней плоскостях баллона имеются отверстия для погружки запасов, которые закрываются металлическими крышками по типу штампованных крышек, применяющихся в консервных банках. Для предохранения случайного выпадания крышек от различного рода сотрясений они соединяются между собой резиновым шнуром.

Снаружи для предохранения от механических повреждений угловые баллоны обтягиваются парусиновыми чехлами, имеющими над местами крышек прорези, затягивающиеся на шнуровке.

Пловучести вкладываются в раму и укрепляются в ней при помощи парусиновых стяжек, которые одним концом заделаны на трубчатом каркасе, а другим зашнуровываются над баллонами, ограничивая их перемещение в вертикальных направлениях. Над угловыми баллонами эти стяжки пришнуровываются к самостоятельному металлическому кольцу, обшитому парусиной, которое обеспечивает доступ к банкам с провизией и снабжением.

С внутренней стороны рамы между ее плоскими кольцами приварены погоны из круглой стали, по которым на специальных петлях ходит деревянная решетка, предназначенная для размещения спасающихся. Благодаря этим погонам решетка занимает предназначенное ей положение, независимо от того, какой плоскостью плотик будет погружаться в воду.

По наружной стороне плотика к трубам металлического каркаса крепится спасательный пеньковый леер, имеющий назначением дать удобную опору людям, плавающим на поверхности воды, дополнительно к находящимся внутри на решетке.

Посредине продольных сторон к трубчатому каркасу приварены отрезки труб длиной в 500 мм, концы которых находятся на одном уровне с бортовыми пловучестями. Эти трубы предназначены для крепления уключин; весла же крепятся пеньковыми шкертками к раскосам рамы с внешней стороны плотика.

Основным материалом для изготовления плотика является ст. 3 норм., идущая в виде труб для каркаса, полос, погонов и петель на решетке. Все воздушные баллоны изготавливаются из жести толщиной 0,4 и 0,5 мм. Дерево применяется только для изготовления решетки и весел. Наружные парусиновые чехлы пловучестей и стяжки шьются из специальной морской вареной парусины водоупорной пропитки. Шнуровка и спасательный леер изготавливаются из смоленого пенькового троса. Все металлические части корпуса плотика оцинковываются, парусиновые чехлы окрашиваются шаровой краской. Пловучесть плотика создается за счет воздушных водонепроницаемых баллонов, общий

объем которых составляет $1,55 \text{ м}^3$ (объем углового баллона $0,113 \text{ м}^3$ и цилиндрического $0,0785 \text{ м}^3$), а весовое полное водоизмещение соответственно будет равно для морской воды 1600 кг . Запас пловучести в случае неповрежденного плотика составляет от полного водоизмещения $37,5\%$, что соответствует положению плотика при загрузке его 10 человеками (750 кг).

Для увеличения живучести плотика при повреждениях его от попадания пуль или осколков снарядов или авиабомб все цилиндрические баллоны разделены поперечными переборками каждый на три отсека, таким образом, при повреждении баллона теряется пловучесть только трети его. Полная потеря запаса пловучести, при которой плотик способен еще держаться на воде с 10 человеками, наступает при повреждении 22 отсеков из имеющихся 46 (вместе с угловыми баллонами).

Снабжение плотика состоит из двух пар весел, четырех уключин к ним, сигнальных дымовых шашек, ракет, индивидуальных пакетов для перевязки раненых, электрического фонаря, ножа и прочего мелкого инвентаря. Остальное снабжение и инвентарь, так же как и запас продовольствия, состоящий из шоколада, сухарей и питьевой воды, размещается в банках угловых баллонов. Общий вес снабжения и запасов равен 25 кг .

Хранение плотиков на кораблях в положении по-походному может производиться в любом положении: как в горизонтальном — на палубе корабля, так и в вертикальном — у стенок надстроек или рубок, в зависимости от наличия свободного места. Никаких особых приспособлений для хранения КСП-1 не требуется, желательно только при хранении в горизонтальном положении подкладывать под него деревянные бруски, а при вертикальном устанавливать его на самой обычной конструкции кронштейн, ограничивающий его перемещения в горизонтальных направлениях.

Крепление плотика разработано таким образом, что оно представляет возможность в случае надобности освободить плотик быстро и легко ручным способом, а в случае внезапной гибели корабля обеспечивает автоматическую отдачу и самовсплывание плотика.

Схема крепления дана на рис. 17 и действует следующим образом: к раме плотика крепится металлический трос, на одном конце которого имеется огон с вделанным в него коушем. Другой конец этого троса присоединяется к раме плотика обычным морским узлом (для того чтобы дать возможность обтянуть трос). Коуш накладывается на глаголь-гак при помощи отрезка цепи, закрепленной на стенке рубки или надстройки. Посредством подвижного звена глаголь-гак прижимается к звену цепи и удерживает таким образом коуш крепящего троса. К подвижному звену приваривается обушек, к которому через скобу и коуш присоединяется трос, соединенный с вспомогательным буйком и проходящий через направляющий ролик. Вспомогательный буюк поκειται в специальном кронштейне, также закрепленном на стенке надстройки. Самовсплывание происходит в том случае, если корабль погружается под воду; тогда буюк получает пловучесть, всплывает из кронштейна и тянет за собой металлический трос, проходящий через направляющий ролик и обушек и соединенный с подвижным звеном глаголь-гака. При определенном всплытии буйка трос натягивается и сдвигает подвижное звено, освобождая глаголь-гак; получивший в это время пловучесть плотик, поднимаясь вверх, натягивает тросик, коуш

которого падает с освобожденного глаголь-гака, и освобожденный от крепления плотик сам всплывает на поверхность воды.

Настоящий проект корабельного спасательного плотика рассматривался комиссией, назначенной начальником Штаба КБФ и был ею одобрен, после чего последовало решение Военного Совета КБФ, по которому данный проект был принят, а Техническому отделу КБФ дано распоряжение на изготовление опытного образца КСП-1.

Заказ на изготовление КСП-1 был дан Кронштадтскому морскому заводу, на котором в сентябре месяце 1942 г. был изготовлен первый опытный образец плотика.

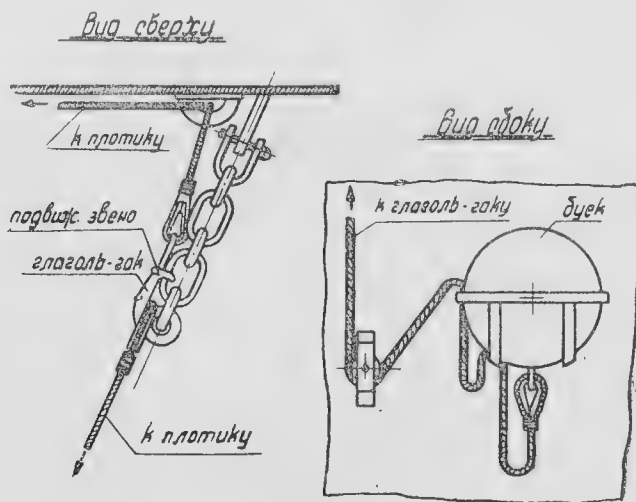


Рис. 17.

Была создана комиссия по испытанию опытного образца КСП-1, производившая в период с 21 по 25 сентября 1942 г. эти испытания по программе, предложенной НТК НКВМФ, заключающейся в следующем:

1. Установить наружным осмотром соответствие образца разработанным рабочим чертежам.
2. Проверить отдельные элементы конструкции, как-то: трубчатый сварной каркас, баллоны из жести и резервуары для НЗ, чехлы для баллонов, такелаж и детали крепления по-походному.
3. Для проверки общей прочности КСП-1 и надежности соединения отдельных его элементов произвести сбрасывание плотика с высоты не менее 5 м на поверхность воды. После подъема плотика с воды зафиксировать состояние его элементов и соединений.
4. Для проверки надежности действия устройства для самоотдачи КСП-1 закрепить его по-походному на деревянном щите, который погрузить в воду, зафиксировав при этом момент всплытия плотика и глубину погружения щита.
5. Для проверки поведения КСП-1 в рабочих условиях сбросить его на воду и загрузить до осадки, соответствующей уровню верхнего леера, зафиксировав при этом вес принятого груза.

Перед проведением испытаний КСП-1 комиссией был произведен наружный осмотр конструкции в целом и по отдельным деталям, причем проверялось соответствие выполненных работ с рабочими чертежами, разработанными КБ НТК. Было установлено, что в процессе постройки были допущены некоторые отступления от проекта, как например:

1. Трубчатый жесткий каркас плотика изготовлен целиком на электросварке, причем исключены из узловых соединений все тройники (предусмотренные проектом), в местах излома труб гибочные работы заменены сваркой отдельных участков труб.

2. Толщина жести цилиндрических баллонов была принята 0,35 вместо 0,3, а поперечные переборки не были поставлены совершенно.

3. Все металлические детали корпуса и оборудования оцинкованы не были; вместо этого произведена окраска всех металлических частей суриком.

4. При взвешивании плотика (без снабжения) оказалось, что вес его равен 213 кг, т. е. отличается от проектного на величину порядка 10 кг.

Проверка плотика в рабочих условиях показала, что при загрузке внутренней решетки чугунным балластом до погружения плотика в воду до уровня верхнего леера прочность решетки нарушена не была, хотя груз достиг величины 1000 кг (по проекту предполагается вес 10 человек, равный 750 кг). Балласт распределялся на решетке равномерно, однако стрелка прогиба достигала 60—70 мм. Остойчивость плотика в загруженном состоянии на плаву — хорошая.

Проверка общей прочности и надежности соединений его отдельных элементов была осуществлена посредством сбрасывания плотика на воду. Сбрасывание проводилось в Шлюпочном канале Кронштадтского морского завода с перил переходного мостика, где высота от верхней кромки перил до уровня воды равнялась 5,5 м. Плотик был сброшен таким образом, что в момент соприкосновения с поверхностью воды он находился в горизонтальном положении, т. е. удар о воду был принят исключительно поверхностями пловучестей (а не каркасом), что является наиболее тяжелым случаем.

После подъема плотика из воды было установлено, что сварной трубчатый каркас совершенно не имел остаточных деформаций ни конструкции в целом, ни отдельных ее элементов. Также не было обнаружено трещин в местах сварки. Все цилиндрические баллоны на поверхности соприкосновения с водой имеют вмятины (от удара о воду), со стрелкой прогиба порядка 50—70 мм, однако нарушения герметичности баллонов в местах пайки обнаружено не было. Угловые баллоны, ударившиеся о воду, своими плоскими горизонтальными участками, имели проседание доньшек до величины 10—12 мм при наличии остаточных деформаций, причем герметичность бапок для снабжения крышками не обеспечивалась (в банках была обнаружена вода).

В своих выводах по испытаниям опытного образца КСП-1 комиссия признала целесообразным ввести в проект изменения относительно замены соединения труб на тройниках соединением на сварке, замену гибочных работ сваркой каркаса, увеличения толщины жести в цилиндрических баллонах с 0,3 мм (ранее предусмотренных до 0,4 мм), с обязательной установкой в них поперечных переборок, которые, кроме увеличения живучести плотика, создадут большую жесткость баллонов, что, безусловно, уменьшит остаточные деформации на их поверхности. Кроме того, было предложено установить опоры для уключин, несколько уменьшить жесткость каркаса (в целях уменьшения веса) и не-

которые другие замечания непринципиального характера, которые также были внесены в окончательный проект.

В акте о проведении испытаний КСП-1 комиссия отмечает свое мнение, на котором особенно настаивали представители плавсостава и заключающееся в следующем:

Комиссия считает спасательный плотик (КСП-1) надежным и удобным средством для спасения личного состава, особенно в холодное время года.

Комиссия считает, что спасательными плотиками должны быть снабжены все действующие корабли КБФ и притом в кратчайшие сроки.

Комиссия считает, что в смысле размещения спасательных плотиков на действующих кораблях больших затруднений не встретится, однако желательно иметь плотики хотя бы двух-трех габаритных размеров, исходя из классов кораблей, считая испытанный образец наибольшим.

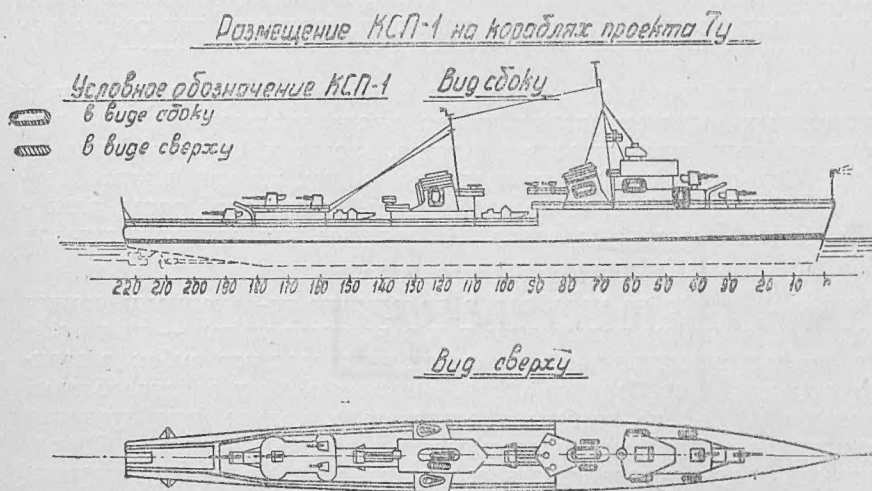
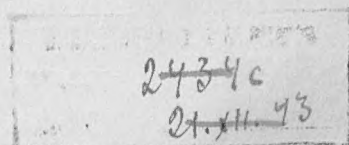


Рис. 18.

При обследовании действующих кораблей КБФ различных классов на предмет размещения плотиков типа КСП-1 установлено, что при данных габаритах КСП-1 на кораблях типа крейсера «Киров» свободно можно разместить около 25—28 единиц, на эскадренных миноносцах проекта 7-у — порядка 5—7 плотиков, на кораблях типа БТЩ-1-2. Примерное размещение КСП-1 на эсминцах типа 7-у можно видеть на прилагаемом рис. 18.

В заключение необходимо сказать, что идея изыскания нового типа спасательных средств, более эффективных, чем те, которые имеются в распоряжении нашего Военно-Морского Флота в настоящее время, встречает горячий отклик как со стороны проектирующих организаций, так и со стороны личного состава действующих кораблей. Принятый теперь на КБФ плотик КСП-1, конечно, может быть усовершенствован, особенно после того как он будет испытан в боевых условиях, когда отчетливо будут выявлены его положительные и отрицательные качества. Многие из предложенных промышленностью идей не могут быть сейчас реализованы из-за особых условий, в которых находится в данный момент город Ленина.



Библиотека УБО ВМС
ИНВ. № 1663с
19. 2.

